

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

Viktor SKRICKIJ

TRANSPORTO MAŠINŲ TRANSMISIJOS ELEMENTŲ DINAMINIŲ PROCESŲ TYRIMAS

DAKTARO DISERTACIJA

TECHNOLOGIJOS MOKSLAI,
TRANSPORTO INŽINERIJA (03T)



Vilnius LEIDYKLA
TECHNIKA 2014

Disertacija rengta 2010–2014 metais Vilniaus Gedimino technikos universitete.

Vadovas

prof. habil. dr. Marijonas BOGDEVIČIUS (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, transporto inžinerija – 03T).

Vilniaus Gedimino technikos universiteto Transporto inžinerijos mokslo krypties disertacijos gynimo taryba:

Pirmininkas

doc. dr. Gintautas BUREIKA (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, transporto inžinerija – 03T).

Nariai:

prof. habil. dr. Algimantas FEDARAVIČIUS (Kauno technologijos universitetas, transporto inžinerija – 03T),

doc. dr. Algirdas JANULEVIČIUS (Aleksandro Stulginskio universitetas, transporto inžinerija – 03T),

prof. habil. dr. Rimantas KAČIANAUSKAS (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, mechanikos inžinerija – 09T),

prof. habil. dr. Stanisław RADKOWSKI (Varšuvos technologijos universitetas, transporto inžinerija – 03T).

Disertacija bus ginama viešame Transporto inžinerijos mokslo krypties disertacijos gynimo tarybos posėdyje **2014 m. gruodžio 15 d. 10 val.** Vilniaus Gedimino technikos universiteto Senato posėdžių salėje.

Adresas: Saulėtekio al. 11, LT-10223 Vilnius, Lietuva.

Tel.: (8 5) 274 4956; faksas: (8 5) 270 0112; el. paštas: doktor@vgtu.lt

Pranešimai apie numatomą ginti disertaciją išsiųsti 2014 m. lapkričio 14 d.

Disertaciją galima peržiūrėti interneto svetainėje <http://dspace.vgtu.lt/> ir Vilniaus Gedimino technikos universiteto bibliotekoje (Saulėtekio al. 14, LT-10223 Vilnius, Lietuva).

VGTU leidyklos TECHNIKA 2270-M mokslo literatūros knyga

ISBN 978-609-457-731-4

© VGTU leidykla TECHNIKA, 2014

© Viktor Skrickij, 2014

viktor.skrickij@vgtu.lt

VILNIUS GEDIMINAS TECHNICAL UNIVERSITY

Viktor SKRICKIJ

INVESTIGATION INTO THE DYNAMIC PROCESSES OF TRANSMISSION ELEMENTS OF VEHICLES

DOCTORAL DISSERTATION

TECHNOLOGICAL SCIENCES,
TRANSPORT ENGINEERING (03T)



LEIDYKLA

Vilnius TECHNIKA 2014

Doctoral dissertation was prepared at Vilnius Gediminas Technical University in 2010–2014.

Supervisor

Prof Dr Habil Marijonas BOGDEVICĖIUS (Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering – 03T).

The Dissertation Defense Council of Scientific Field of Transport Engineering of Vilnius Gediminas Technical University:

Chairman

Assoc Prof Dr Gintautas BUREIKA (Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering – 03T).

Members:

Prof Dr Habil Algimantas FEDARAVIČIUS (Kaunas University of Technology, Transport Engineering – 03T),

Assoc Prof Dr Algirdas JANULEVICIUS (Aleksandras Stulginskis University, Transport Engineering – 03T),

Prof Dr Habil Rimantas KAČIANAUSKAS (Vilnius Gediminas Technical University, Mechanical Engineering – 09T),

Prof Dr Habil Stanisław RADKOWSKI (Warsaw University of Technology, Transport Engineering – 03T).

The dissertation will be defended at the public meeting of the Dissertation Defense Council of Transport Engineering in the Senate Hall of Vilnius Gediminas Technical University at **10 a. m. on 15 December 2014.**

Address: Saulėtekio al. 11, LT-10223 Vilnius, Lithuania.

Tel.: +370 5 274 4956; fax: +370 5 270 0112; e-mail: doktor@vgtu.lt

A notification on the intend defending of the dissertation was send on 14 November 2014.

A copy of the doctoral dissertation is available for review at the Internet website <http://dspace.vgtu.lt/> and at the Library of Vilnius Gediminas Technical University (Saulėtekio al. 14, LT-10223 Vilnius, Lithuania).

Reziumė

Disertacijoje nagrinėjamos transporto mašinų transmisijų būklės diagnozavimo problemos. Tyrimo objektas yra dažniausiai gendantys transmisijų elementai, riedėjimo guoliai ir krumpliaratinės pavaros. Nuo jų techninės būklės priklauso viso įrenginio darbingumas. Jų būklės pasikeitimo stebėjimas leidžia racionaliai išnaudoti įrenginio resursą, sumažinti prastovų laiką. Pagrindinis disertacijos tikslas – sukurti metodikas ir algoritmus, skirtus įrenginio pažaidoms nustatyti ir jų vystymuisi stebėti.

Darbe sprendžiami keli uždaviniai: kuriami transmisijos elementų su pažaidomis matematiniai modeliai, tiriama pažaidų įtaka dinaminių parametrų pokyčiams. Atliekami transmisijos elementų su pažaidomis dinaminių procesų eksperimentiniai tyrimai. Tiriamas virpesių matavimo ir akustinės emisijos metodų tinkamumas transporto mašinų transmisijų elementų diagnostikai. Remiantis atliktais teorinių ir eksperimentinių tyrimų rezultatais kuriama transporto mašinų transmisijos elementų diagnostikos metodika.

Disertaciją sudaro įvadas, keturi skyriai, rezultatų apibendrinimas, literatūros ir autoriaus publikacijų disertacijos tema sąrašai ir priedai.

Įvadiniamе skyriuje aptariama tiriamoji problema, darbo aktualumas. Aprašomas tyrimų objektas, formuluojamas darbo tikslas ir uždaviniai. Aprašomi naudojami tyrimų metodai ir įranga, darbo mokslinis naujumas, darbo rezultatų praktinė reikšmė, ginamieji teiginiai. Įvado pabaigoje pristatomos disertacijos tema autoriaus paskelbtos publikacijos ir pranešimai konferencijose bei disertacijos struktūra.

Pirmasis skyrius yra skirtas literatūros apžvalgai. Jame pateikta esamų transporto priemonių transmisijų elementų matematinių modelių ir eksperimentinių tyrimų nagrinėjama tematika apžvalga.

Antrajame skyriuje pateikti riedėjimo guolio ir tiesiakrumplės pavaros matematiniai modeliai.

Trečiajame skyriuje pateikti riedėjimo guolio, tiesiakrumplės ir hipoidinės pavarų eksperimentiniai tyrimai.

Ketvirtajame skyriuje pateikta matematinio modeliavimo ir eksperimentinių tyrimų rezultatų analizė.

Disertacijos tema paskelbti 4 straipsniai: du – žurnaluose, įtrauktuose į Thomson ISI sąrašą, du – kituose recenzuojamuose žurnaluose. Disertacijos tema perskaityti du pranešimai tarptautinėse konferencijose.

Abstract

The thesis examines the problems of assessing the condition of vehicle transmission. The investigated objects include the most frequent defective elements of transmission, rolling bearings and gear drives. The technical condition of the introduced objects affects the efficiency of the device. Monitoring changes in their condition allows the rational use of unit resources and ensures a reduction in downtime. The thesis is mainly aimed at working out methodologies and algorithms intended for establishing defects found in transmission elements of vehicles and at monitoring their growth.

The thesis focuses on a few problems: makes mathematical models for the defective elements of transmission and considers the impact of defects on changes in dynamic parameters. Also, experimental research on the dynamical processes of the defective elements of transmission is carried out thus investigating the suitability of vibration measurement and acoustic emission techniques on the diagnostics of transmission elements of vehicles. On the basis of the obtained results of the conducted theoretical and experimental research, the methodology for testing transmission elements of vehicles is devised.

The thesis includes introduction, four chapters, summarized results, lists of references and publications prepared by the author and appendixes.

The introduction covers the object of research, the investigated problem, the relevancy of the thesis, the aim and objectives. Moreover, the chapter describes the application of research methods and equipment, the scientific novelty of the work, practical significance of the received results and defended statements. At the end of the introduction, the author's publications concerning the investigated topic, presentations at conferences and the structure of the thesis are provided.

The first chapter covers literature review and presents topics for the available mathematical models of transmission elements of vehicles and experimental research. The second chapter deals with mathematical models for rolling bearings and spur gear. The third chapter presents experimental research on the rolling bearing as well as on spur and hypoid gears.

4 articles have been published on the topic of the thesis, two of which have been included in the journals added to the Thomson Reuters/ISI Web of Science List and two – to the peer-reviewed journals. Two presentations on the topic concerning the defended thesis at two international conferences were made.

Žymėjimai

Simboliai

c – slopinimo koeficientas
 $[C]$ – slopinimo matrica
 $d_{l,a}$ – dažnių intervalai
 E – tamprumo modulis
 $\{F\}$ – vidinių jėgų vektorius
 G – šlyties modulis
 k – standumo koeficientas
 $[K]$ – standumo matrica
 $[M]$ – masių matrica
 q, \dot{q}, \ddot{q} – poslinkis, greitis, pagreitis
 $\{Q\}$ – kontaktinių jėgų vektorius
 T – kinetinė energija
 X_i – diagnostinis parametras, $i = 1, 2, 3...$
 Φ – disipacinė funkcija
 μ – Puasono koeficientas
 Π – potencinė energija

Santrumpos

AE – akustinė emisija
BEM – baigtinių elementų metodas
BE – baigtinis elementas

BPFI – riedėjimo guolio vidinio žiedo pažaidos charakteringas dažnis (angl. *Ball Pass Frequency of Inner ring*)
BPFO – riedėjimo guolio išorinio žiedo pažaidos charakteringas dažnis (angl. *Ball Pass Frequency of Outer ring*)
DI – dažnio intervalas
FFT – greita Furjė transformacija (angl. *Fast Fourier transform*)
IŽ – guolio išorinis žiedas
IŽP – guolio išorinio žiedo pažaida
KP – krumpliaratinė pavara
RE – riedėjimo elementas
RMS – vidutinis kvadratinis nuokrypis
STFT – lokali Furjė transformacija (angl. *Short-time Fourier transform*)
TM – transporto mašina
VS – virpesių signalas
VŽ – guolio vidinis žiedas
VŽP – guolio vidinio žiedo pažaida

Sąvokos

Defektas – tai objekto techninės būklės klaida, kuri neatitinka gamintojo reikalavimų.

Diagnostikos klaida, arba klaida – tai diagnostinio parametro skaitinės reikšmės mažėjimas, kai objekte atsiranda pažaida.

Diagnostinis parametras – tai diagnozuojamo objekto parametras, naudojamas to objekto techninei būklei nustatyti.

Matematinis modelis – fizine sistema aprašyta matematinė kalba, visi darbe pateikti matematiniai modeliai yra netiesinės dinamikos uždaviniai.

Pažaida – tai defektas, atsiradęs objekto eksploatacijos metu.

Virpesiai – tai bet kokią objektą apibūdinančių dydžių kitimas laikui bėgant – didėjimas ir mažėjimas. Darbe nagrinėjami tik mechaniniai virpesiai.

Turinys

IVADAS	1
Problemos formulavimas	1
Darbo aktualumas	2
Tyrimų objektas	2
Darbo tikslas	2
Darbo uždaviniai	2
Tyrimų metodika	3
Darbo mokslinis naujumas	3
Darbo rezultatų praktinė reikšmė	4
Ginamieji teiginiai	3
Darbo rezultatų aprobavimas	5
Disertacijos struktūra	5
1. TRANSPORTO MAŠINŲ TRANSMISIJOS ELEMENTŲ MATEMATINIŲ IR FIZINIŲ ANALIZĖS METODŲ APŽVALGA	7
1.1. Riedėjimo guolių matematinių modelių apžvalga	7
1.2. Krumpļaratių pavarų matematinių modelių apžvalga	9
1.3. Diagnostinių metodų, taikomų transporto priemonių transmisijos diagnostikoje, apžvalga	13
1.4. Standartų, naudojamų diagnostikai atlikti, apžvalga	14
1.5. Duomenų apdorojimo metodų, taikomų diagnostikai atlikti, apžvalga	15
1.6. Pirmojo skyriaus išvados ir darbo uždavinių formulavimas	20
2. TRANSPORTO MAŠINŲ TRANSMISIJOS ELEMENTŲ MATEMATINIS MODELIAVIMAS	21
2.1. Rutulinio riedėjimo guolio su pažaidomis matematinis modelis	21
2.2. Cilindrinės tiesiakrumplės pavaros matematiniai modeliai	26
2.2.1. Cilindrinės tiesiakrumplės pavaros su pažaida matematinis modelis	26
2.2.2. Patikslintas tiesiakrumplės pavaros matematinis modelis	30
2.3. Antrojo skyriaus išvados	37
3. TRANSPORTO MAŠINŲ TRANSMISIJOS ELEMENTŲ EKSPERIMENTINIAI TYRIMAI	39

3.1. Rutulinių riedėjimo guolių su pažaidomis eksperimentiniai tyrimai	39
3.1.1. Riedėjimo guolių tyrimams naudojama matavimo įranga	40
3.1.2. Riedėjimo guolių eksperimento aprašymas	40
3.2. Tiesiakrumplės pavaros su pažaidomis eksperimentiniai tyrimai	41
3.2.1. Tiesiakrumplės pavaros tyrimams naudojama matavimo įranga	41
3.2.2. Tiesiakrumplės pavaros eksperimento aprašymas	41
3.3. Hipoidinės pavaros su pažaidomis eksperimentiniai tyrimai	42
3.3.2. Hipoidinės pavaros tyrimams naudojama matavimo įranga	43
3.3.3. Hipoidinės pavaros eksperimento aprašymas	44
3.4. Trečiojo skyriaus išvados	45
4. MATEMATINIO MODELIAVIMO IR EKSPERIMENTINIŲ TYRIMŲ REZULTATŲ ANALIZĖ.....	47
4.1. Riedėjimo guolio su pažaidomis matematinio modeliavimo rezultatų analizė	47
4.2. Riedėjimo guolio su pažaidomis eksperimentinių tyrimų rezultatai.....	55
4.2.1. Riedėjimo guolio su pažaidomis virpesių signalo duomenų analizė.....	55
4.2.2. Riedėjimo guolio su pažaidomis akustinės emisijos signalo duomenų analizė	55
4.3. Cilindrinės tiesiakrumplės pavaros su pažaidomis matematinio modeliavimo rezultatų analizė	58
4.4. Patikslintos tiesiakrumplės pavaros matematinio modeliavimo rezultatų analizė	62
4.5. Cilindrinės tiesiakrumplės pavaros su pažaidomis eksperimentinių tyrimų rezultatai.....	64
4.5.1. Cilindrinės tiesiakrumplės pavaros su pažaidomis virpesių signalo duomenų analizė	64
4.5.2. Cilindrinės tiesiakrumplės pavaros su pažaidomis akustinės emisijos signalo duomenų analizė	67
4.6. Hipoidinės pavaros eksperimentinių tyrimų rezultatai	70
4.6.1. Hipoidinės pavaros be pažaidų dinaminių parametrų tyrimas	70
4.6.2. Hipoidinės pavaros su pažaidomis eksperimentinių rezultatų analizė	72
4.7. Diagnostikos metodika.....	80
4.8. Ketvirtojo skyriaus išvados	81
BENDROSIOS IŠVADOS	83
LITERATŪRA IR ŠALTINIAI	85
AUTORIAUS MOKSLINIŲ PUBLIKACIJŲ DISERTACIJOS TEMA SĄRAŠAS	91
SUMMARY IN ENGLISH.....	93
PRIEDAI	113
A priedas. Diagnostikoje naudojami tarptautiniai ISO standartai	114
B priedas. Riedėjimo guolių diagnostinių parametrų reikšmės	117
C priedas. Patikslintas tiesiakrumplės pavaros matematinis modelis	122
D priedas. Duomenys išskaidyti į dažnio intervalus.....	129
E priedas. Bendra autorių sutikimai teikti publikacijų medžiagą disertacijoje.....	138
F priedas. Autoriaus mokslinių publikacijų disertacijos tema kopijos.....	140

Content

INTRODUCTION	1
Research Problem	1
Relevancy of the Thesis	2
Research Object	2
Aim of the Thesis	2
Goals of the Thesis	2
Research Methodology	3
Scientific Novelty and Significance	4
Practical Value of the Obtained Results	4
Defended Statements	4
Approval of Findings	5
Structure of the Thesis	5
1. REVIEW OF MATHEMATICAL AND PHYSICAL ANALYSIS METHODS OF TRANSMISSION ELEMENTS OF VEHICLES	7
1.1. Analysis of Mathematical Models for the Rolling Bearing	7
1.2. Analysis of Mathematical Models for the Spur Gear	9
1.3. Diagnostic Techniques for a Diagnostic Analysis of Vehicle Elements	13
1.4. Diagnostic Standards	14
1.5. Revision of Data Processing Methods Applied for Diagnostic	15
1.6. Conclusions of Chapter 1 and Task Formation	20
2. MATHEMATICAL MODELLING ON TRANSMISSION ELEMENTS OF VEHICLES	21
2.1. Mathematical Model for the Defective Rolling Bearing	21
2.2. Mathematical Model for the Cylindrical Spur Gear	26
2.2.1. Mathematical Model for the Defective Spur Gear with the Motor	26
2.2.2. The Specified Mathematical Model for the Spur Gear	30
2.3. Conclusions of Chapter 2	37
3. EXPERIMENTAL RESEARCH ON TRANSMISSION ELEMENTS OF VEHICLES	39

3.1. Experimental Research on Defective Rolling Bearings	39
3.1.1. Measuring equipment for Research on Rolling Bearings	40
3.1.2. Description of the Experiment on Rolling Bearings	40
3.2. Experimental Research on the Defective Spur Gear	41
3.2.1. Measuring Equipment for Research on the Spur Gear.....	41
3.2.2. Description of the Experiment on the Spur Gear	41
3.3. Experimental Research on the Defective Hypoid Gear.....	42
3.3.2. Measuring equipment for Research on the Hypoid Gear.....	43
3.3.3. Description of the Experiment on the Hypoid Gear.....	44
3.4. Conclusions of Chapter 3	45
4. ANALYSIS OF THE RESULTS OF MATHEMATICAL MODELLING AND EXPERIMENTAL RESEARCH	47
4.1. Data Analysis of the Results of Mathematical Modelling of the Defective Rolling Bearing.....	47
4.2. Results of Experimental Research on the Defective Rolling Bearing	55
4.2.1. Data Analysis of Vibration Signal of the Rolling Bearing.....	55
4.2.2. Data Analysis of the Acoustic Emission Signal of the Rolling Bearing	55
4.3. Data Analysis of Mathematical Modelling of the Defective Cylindrical Spur Gear	58
4.4. Data Analysis of the Specified Mathematical Modelling of the Spur Gear.....	62
4.5. Results of Experimental Research on the Defective Cylindrical Spur Gear.....	64
4.5.1. Data Analysis of the Vibration Signal of the Spur Gear	64
4.5.2. Data Analysis of the Acoustic Emission Signal of the Spur Gear	67
4.6. Results of Experimental Research on the Hypoid Gear	70
4.6.1. Research on the Dynamic Parameters of the Hypoid Gear in Full Working Order	70
4.6.2. Analysis of Experimental Results of the Defective Hypoid Gear	72
4.7. Diagnostic Methodics.....	80
4.8. Conclusions of Chapter 4	81
GENERAL CONCLUSIONS	83
REFERENCES	85
LIST OF PUBLICATIONS PREPARED BY THE AUTHOR ON THE TOPIC OF THE THESIS.....	91
SUMMARY IN ENGLISH.....	93
ANNEXES.....	113
Annex A. ISO Standards for Diagnostics	114
Annex B. Value of the Diagnostic Parameters of Ball Bearing	117
Annex C. The Specified Mathematical Model for the Spur Gear.....	122
Annex D. Decomposed Signal into Frequency Ranges	129
Annex E. The Co-Authors Agreement to Present Publications	138
Annex F. Copies of Authors Scientific Publications on the Subject of Dissertation	140

Įvadas

Problemos formulavimas

Eksplloatuojant modernias įvairios paskirties transporto mašinas ir transporto technologinę įrangą, svarbus uždavinys yra įrangos darbingumo palaikymas ir našumo didinimas. Labai svarbų vaidmenį užima neardomosios diagnostikos metodai, įrenginio remonto darbų atlikimas ne pagal planinius remontus, o pagal faktinę būklę.

Diagnostinėms metodikoms kurti dažniausiai naudojami eksperimentiniai tyrimai. Tačiau eksperimentiniu būdu ištirti visų galimų pažaidų ir mašinų darbinių parametrų, tokių kaip mašinos sūkiai ir apkrovos, derinius praktiškai neįmanoma dėl tyrimų kainos ir sugaištamo laiko. Fizinės sistemos matematinis modeliavimas taikant skaitinius metodus yra tapęs realia alternatyva.

Šiuolaikiniuose transporto mašinų elementų modeliuose padaryta daug prielaidų ir supaprastinimų, todėl naujų tikslesnių modelių su netiesiniais elementais kūrimas yra labai aktualus uždavinys.

Darbe pateikti transporto mašinų transmisijos elementų matematiniai modeliai, diagnostikos metodikos, kurios pasižymi dideliu jautrumu pažaidos aptikimui ir jos didėjimui. Kartu su mechaninių virpesių matavimu taikomas akustinės emisijos metodas. Duomenims apdoroti naudojama Vilnelių transformacija.

Darbo aktualumas

Transporto mašinų elementų (guolių, krumpliaračių) kompleksiniai matematiniai modeliai, pagrįsti koncentruotų parametrų ir baigtinių elementų metodu, leidžia tiksliai aprašyti tų elementų kontaktuojančius paviršius, tiksliai nustatyti jėgas juose, tuo pačiu metu kitos elementų dalys (pvz., krumpliaračio vainikas), kurių poveikis nėra toks svarbus, gali būti modeliuojamos koncentruotais parametrais ir taip taupomas skaičiavimo laikas. Kompleksiniai modeliai gali būti naudojami kaip galingas diagnostikos įrankis.

Rotorinių sistemų diagnostikos metodai, pateikti tarptautiniuose standartuose, neišsamiai reglamentuoja transporto mašinų transmisijos elementų diagnostikos atlikimo tvarką. Jie yra bendro pobūdžio ir nesuteikia informacijos apie atskirų transporto mašinų mazgų būklę.

Naųjų diagnostikos metodikų kūrimas yra aktualus uždavinys, leidžiantis didinti transporto priemonių saugumą kartu mažinant eksploatacijos kaštus. O kurti metodikas galima pasitelkiant matematinius modelius.

Tyrimų objektas

Tyrimų objektas – transporto mašinų transmisijų elementai: riedėjimo guoliai (rutuliniai) ir krumpliartinės pavaros (cilindrinės tiesiakrumplės ir hipoidinės).

Darbo tikslas

Darbo tikslas – sukurti riedėjimo guolio ir tiesiakrumplės cilindrinės pavaros su pažaidomis matematinius modelius. Remiantis skaitinio modeliavimo rezultatais, sukurti transmisijos elementų diagnostikos metodiką, kuri bus naudojama transporto mašinų transmisijos elementų diagnostikai, bus jautri pažaidos atsiradimui ir jos didėjimui.

Darbo uždaviniai

Darbo tikslui pasiekti reikia spręsti šiuos uždavinius:

1. Atlikti transporto mašinų transmisijos elementų matematinių ir fizinių analizės metodų apžvalgą.
2. Sukurti rutulinio riedėjimo guolio su pažaidomis matematinį modelį, kuriame įvertinamas: tarpelis tarp riedėjimo elementų ir žiedų, kintamas standumas, žiedų banguotumas, veleno disbalansas.

3. Sukurti cilindrinės tiesiakrumplės pavaros su krumplio viršūnės pažaida matematinį modelį, kuriame įvertinamas sukabinime dalyvaujančių krumplių kintantis tarpašinis atstumas, tarpelis sukabinime, kintantis sukabinimo standumas.
4. Sukurti cilindrinės tiesiakrumplės pavaros matematinį modelį, įvertinti krumplio deformaciją, krumplio profilį.
5. Naudojant sukurtus matematinius modelius su netiesiniais elementais, ištirti elementų su pažaidomis dinaminis procesus, nustatyti jautriausius diagnostinius parametrus. Naudojant Vilnelių transformaciją, nustatyti dažnio intervalus, naudotinus diagnostikai atlikti.
6. Ištirti virpesių signalo matavimo ir akustinės emisijos metodų pritaikomumą transporto mašinų transmisijų elementų diagnostikai. Nustatyti, kuris iš šių metodų yra jautresnis pažaidos atsiradimo ir jos didėjimo aptikimui.
7. Remiantis sukurtais transmisijų elementų patikslintais matematiniais modeliais, atliktais matematinių ir fizinių eksperimentų tyrimų rezultatais sukurti transporto mašinų transmisijos elementų diagnostikos metodiką.

Tyrimų metodika

Pagal tyrimo objekto specifiką sudaryti dinaminiai objektų modeliai. Naudojant Lagranžo antrojo tipo lygtį, taikant D'alamberto principą ir baigtinių elementų metodą, sudaryti matematiniai modeliai. Diferencialinėms lygtims spręsti taikyti skaitiniai integravimo metodai. Duomenims apdoroti naudota greita Furjė transformacija, Vilnelių transformacija.

Matematiniam modeliavimui ir rezultatams apdoroti naudota *Matlab*, *Maple*, *Fortran*, *Sound and Vibration Assistant*, *WinAE*, *Bruel&Kjaer XMS*, *Microsoft Office* programinė įranga.

Transmisijos elementų dinamikos tyrimams sukurti standai. Matavimams naudoti virpesių analizatoriai: NI USB-4431, *Vibrotest 60*, *Sinus Harmonie*, osciloskopas MTX, akustinės emisijos diagnostinė įranga *Pocket AE*, NI USB-6366.

Darbo mokslinis naujumas

Rengiant disertaciją buvo gauti šie transporto inžinerijos mokslui nauji rezultatai:

1. Sukurti transporto mašinų transmisijų elementų su pažaidomis matematiniai modeliai.

2. Nustatyti diagnostiniai parametrai, tinkantys tiriamų elementų būklei nustatyti. Nustatyti dažnių intervalai, kuriuose, atsiradus pažaidai, diagnostiniai parametrai keičiasi labiausiai.
3. Sukurta diagnostikos metodika, pagrįsta matematiniu modeliavimu, akustinės emisijos metodu ir Vilnelių transformacija.
4. Pasiūlyta akustinės emisijos metodą taikyti tiriant ne atskirų elementų, o sudėtingos sistemos (hipoidinės pavaros) dinamiką, kai AE jutikliai tvirtinami ne ant pažeisto transmisijos elemento, o ant tiriamo objekto korpuso.

Darbo rezultatų praktinė reikšmė

Sukurti riedėjimo guolio ir tiesiakrumplės pavaros su pažaidomis matematiniai modeliai, kuriuos taikant tiriama skirtingų pažaidų įtaka transmisijos elementų dinamikai.

Sukurta transporto mašinų transmisijos elementų diagnostikos metodika. Diagnostikai atlikti naudojamas matematinis modeliavimas, akustinės emisijos metodas ir Vilnelių teorija.

Atlikti hipoidinės pavaros eksperimentiniai tyrimai, kurių metu nustatyta, kad akustinės emisijos metodas yra jautresnis pažaidos atsiradimo aptikimui nei virpesių signalo matavimas.

Ginamieji teiginiai

1. Naudojant matematinius modelius, nustatomi virpesių dažnio intervalai, kuriuose pažaidos įtaka mechanizmo darbui yra didžiausia. Pažaidos atsiradimui ir jos didėjimui stebėti geriausiai tinka maksimali reikšmė, mojus ir RMS diagnostiniai parametrai.
2. Tiriant hipoidinę pavarą, nustatyta, kad akustinės emisijos metodas jautriau reaguoja į pažaidos atsiradimą sistemoje nei virpesių matavimo metodas. Didėjant pažaidai, taikant abu metodus, diagnostinių parametru reikšmės didėja vienodai.
3. Tyrimų metu gauti rezultatai rodo, kad naudojant sukurtą metodiką, parinkti diagnostiniai parametrai yra jautresni pažaidos atsiradimui ir jos didėjimo stebėjimui, nei parametrai, gaunami duomenis apdorojant klasikiniais metodais.

Darbo rezultatų apibavimas

Disertacijos tema yra išspausdinti keturi moksliniai straipsniai: du – mokslo žurnaluose, įtrauktuose į Thomson ISI sąrašą (Skrickij ir Bogdevičius 2010; Bogdevičius ir Skrickij 2013); du – kituose recenzuojamuose žurnaluose (Skrickij 2010, a, b).

Disertacijoje atliktų tyrimų rezultatai buvo pristatyti dviejose tarptautinėse konferencijose:

- Use of Vibration Control Techniques for Vehicle Transmission Diagnostics. Transbaltica 2011. Vilnius, Lietuva.
- Investigation of Dynamic Processes in Ball Bearings With Defects. 8th International Conference Mechatronic Systems And Materials MSM 2012. Bialystok, Lenkija.

Disertacijos struktūra

Darbą sudaro įvadas, keturi skyriai: mokslinės literatūros disertacijos tematika analizė; transporto mašinų transmisijos elementų matematinis modeliavimas; transporto mašinų transmisijos elementų eksperimentiniai tyrimai; matematinio modeliavimo ir eksperimentinių tyrimų rezultatų analizė. Pateiktos darbo išvados, literatūros sąrašas, priedai.

Darbo apimtis yra 114 puslapių, neskaitant priedų, tekste yra 71 paveikslas, 111 formulių ir 13 lentelių. Rašant disertaciją buvo panaudota 80 literatūros šaltinių.

Transporto mašinų transmisijos elementų matematinių ir fizinių analizės metodų apžvalga

Pirmajame skyriuje pateikti kitų autorių sukurti matematiniai modeliai, aprašyti eksperimentiniai tyrimai, kuriais remiantis buvo formuojamas požiūris į nagrinėjamą problematiką. Pateikti duomenų apdorojimo metodai, standartai, kurie buvo naudojami transmisijos elementų diagnostikai.

1.1. Riedėjimo guolių matematinių modelių apžvalga

Riedėjimo guoliai yra vieni iš svarbiausių ir dažniausiai gendančių mašinų elementų, jie plačiai naudojami transporto priemonėse ir transporto technologiniuose įrenginiuose. Pažaida guolyje sukelia papildomus triukšmus, virpesius, gali sukelti transporto mašinos gedimą. Riedėjimo guolių dinaminių parametrų tyrimai yra reikalingas ir sudėtingas procesas. Kadangi guolis yra netiesinė sistema, tam tikrų pradinių parametrų pasikeitimas gali nulemti netikėtus darbo pokyčius. Norint ištirti galimus scenarijus, galima pasitelkti skaitinį modeliavimą.

Riedėjimo guolių tyrimais užsiima mokslininkai visame pasaulyje. Pirmieji darbai buvo skirti ne guolių, kaip atskiros sistemos, o rotorinės sistemos, kurioje yra guolis, tyrimams. Yamamoto (1955) darbe tyrė netiesinę mechaninę sistemą, kurią sudaro velenas, įtvirtintas guoliuose. Autoriai darbe įvertino laisvumą guoliuose. Tamura ir Taniguchi (1961) darbe nagrinėjama riedėjimo elementų skaičiaus ir darbinių sūkių įtaka mašinos dinamikai. Kintamas standumas guolyje buvo įvertintas Sankaravelu *et al.* (1994) darbe, tačiau jie nevertino disbalanso. Periodinės jėgos, sukeltos disbalanso, labai keičia visos sistemos dinamiką, jos įvertintos Kim ir Noah (1996) darbe. Jie taip pat įvertino tarpelio netiesiškumą, tačiau neįvertino kintamo standumo. Visi šitie parametrai viename modelyje buvo įvertinti Harsha (2005) darbe, kontaktinis standumas buvo nustatomas naudojant Herco teoriją. Harsha *et al.* (2005) įvertino guolių darbinių paviršių banguotumą ir sukūrė analitinį metodą, leidžiantį tirti šios netiesinės sistemos dinamiką. Tas modelis buvo panaudotas rotorinės sistemos stabilumo tyrimams (Harsha ir Kankar 2004). Tadina ir Boltežar (2011) darbe pateiktas riedėjimo guolio dinamikos tyrimas išibėgėjimo metu. Autoriai straipsnyje pateikia riedėjimo guolio su pažaidomis matematinį modelį. Išorinis žiedas yra deformuojamas, jis modeliuojamas naudojant strypinius baigtinius elementus, vertinamas slopinimas. Gauti tyrimų rezultatai apdoroti naudojant Vilnelių transformaciją. Guolio modelis, sudarytas taikant baigtinių elementų metodą, pateiktas Kırıl ir Karagulle (2006) straipsnyje. Autoriai tiria pavienių ir kelių pažaidų įtaką guolio dinamikai. Duomenims apdoroti naudojamos laiko ir dažnio sritys. Šešių laisvės laipsnių guolio matematinis modelis yra pateikiamas Sopanen ir Mikkola (2003 a, b) darbuose. Pateiktame modelyje įvertintas guolio tepimas. Jėga ir momentas guolyje skaičiuojami dinamikoje. Modeliavimui naudojamas programinis paketas 'MSC ADAMS'. Ištirta tarpelio įtaka saviesiems dažniams.

Pavarų dėžės guolio pažaidų tyrimas pateiktas Zamponi *et al.* (2009) darbe. Kontaktui modeliuoti kaip ir anksčiau naudojama Herco kontakto teorija. Patil *et al.* (2010) darbe yra pateiktas riedėjimo guolio matematinis modelis, verifikuotas eksperimentiniu bandymu.

Apibendrinant galima teigti, kad modeliuojant guolį su pažaidomis reikia įvertinti tarpelį tarp guolio žiedų ir riedėjimo elementų, taip pat kintamą standumą, disbalansą. Kaip buvo minėta anksčiau, kai kurie autoriai modeliavo guolio išorinį žiedą kaip deformuojamą kūną, tačiau, atsižvelgiant į mašinų konstrukcijas, guolio vidinis žiedas presuojamas ant veleno, išorinis įstatomas į guoliavietę, todėl žiedų galimybės deformuotis yra smarkiai apribotos, šiuo atveju galima vertinti tarpelį tarp išorinio žiedo ir guoliavietės, kai sistemoje sukasi velenas. Žiedų modeliavimas naudojant baigtinius elementus pasunkina uždavinį, padidėja skaičiavimo laikas, tačiau rezultatui didelės įtakos neturės. Modeliuojant kontaktuojančius paviršius galima juos aprašyti skirtingomis

funkcijomis, taip nustatomas banguotumas ir šiurkštumas. Tačiau jeigu kontaktinis uždavinys bus sprendžiamas pagal Herco teoriją, tų paviršių geometrija turi atitikti sąlygas, kada ta teorija galioja.

1.2. Krumpliaratinių pavarų matematinių modelių apžvalga

Krumpliaratinės pavaros plačiai paplitusios transporto priemonėse, naudojamos sukimosi greičiui ir momentui keisti, taip geriau išnaudojamas variklis.

Tiesiakrumplės pavaros matematiniai modeliai gali būti išskirstyti į analitinius ir skaitinius, antrieji savo ruožtu gali būti klasifikuojami į sutelktųjų parametrų ir BEM. Analitiniai modeliai, kuriuose nagrinėjamos krumpliaratinės pavaros, kaip tiesinės dinaminės sistemos, pateikti apžvalginiame Ozguven ir Houser (1988) darbe. Tokių modelių naudojimas šiais laikais yra apribotas, dažniausiai jie naudojami saviesiems dažniams nustatyti. Negalima sakyti, kad iki to laiko buvo naudojami tik tiesiniai modeliai. Modelių, kuriuose krumpliaratinė pavara buvo modeliuojama kaip netiesinė sistema, buvo ir anksčiau, vienas iš pirmųjų tokių straipsnių yra Utagawa (1958). Autorius nustatė dinamines apkrovas pavaroje. Darbe naudojamas laike kintamas standumas, pateiktos lygtys dinaminėms apkrovoms skaičiuoti, visi teoriniai skaičiavimai patikrinti fiziniu eksperimentu. Vėliau modeliuose buvo įvertintas tarpelis sukabinime (Kahraman ir Singh 1990). Maliha *et al.* (2004) pateikia modelį, kurį sudaro: pavara, velenas, diskas, guolis, taip pat yra įvertintas tarpelis tarp krumplių. Galiausiai atsirado modelių, kur vertinamas ir kintamas standumas, ir tarpelis. Tokie modeliai apžvelgti Wang *et al.* (2003) darbe. Dar vienas modelis, kuriame įvertintas kintantis standumas, priklausantis nuo dalyvaujančių krumplių porų skaičiaus, pateiktas Kiebusch and Howard (2007) darbe. Čia pateiktos formulės sukimosi standumui nustatyti esant vienai krumpliaračių porai sukabinime ir dviem. Priimta, kad bendras sukabinimas susideda iš krumpliaračių pagrindų standumo, krumpliaračių krumplių standumo ir kontaktinio standumo tarp dviejų krumplių.

Wang *et al.* (2003) autoriai taip pat apžvelgia dvipakopių ir daugiapakopių pavarų matematinius modelius. Dviejų laipsnių pavaros matematinis modelis pateiktas Cheono (2007) ir Fakhfakh *et al.* (2005) darbuose. Cheono (2007) dvipakopės pavaros standumui aprašyti panaudota Furjė eilutė, įvertintas tarpelis tarp krumplių, apskaičiuota slopinimo koeficiento reikšmė. Fakhfakh *et al.* (2005) darbe dvipakopės pavaros standumas aprašytas laiptuota funkcija.

Vaishyair Singh (2001) darbe pateiktame modelyje yra įvertinta slydimo trintis sukabinime. Trintį nagrinėjo ir kiti autoriai. He *et al.* (2008) darbe

pateikti penki modeliai trinčiai aprašyti, nagrinėjama trinties įtaka pavaros dinamikai. Rivola (1997) savo darbe įvertino slopinimą sukabinime. Darbuose (Kuang ir Lin 2001; Wojnarowski ir Onishchenko 2003) nagrinėjama krumpčio susidėvėjimo problema. Walha *et al.* (2009) darbe įvertintas guolių paslankumas, tarpelis abiejose pavarose. Standumo kitimas aprašomas laiptuota funkcija.

Frolov ir Kosarev (2003) tiria, kokie faktoriai turi įtakos virpamiesiems procesams krumpliaratinėje pavaroje. Nustatyta, kad tai sukabinimo standumas, jėgos, žingsnio ir profilio paklaidos. Daug autorių užsiima krumpčio darbinio paviršiaus ištrupėjimo problemomis, modeliai pateikti Jia ir Howard (2006), Fakher *et al.* (2008), Omar *et al.* (2003) darbuose. Litak and Friswell (2005) darbe nagrinėja krumpliaračių pažaidas, tokias kaip: krumplių lūžimai, žingsnių paklaidos. Zouari *et al.* (2007) darbe tiriama krumpčio įtrūkio įtaka sukabinimo standumui, keičiamas įtrūkio dydis, kryptis, skaičiavimai atliekami panaudojant BEM. Mohammeda *et al.* (2013) darbe tiriamos trys skirtingos pažaidos. Pirmą – įtrūkis eina per visą krumplių, įtrūkio gylis visur vienodas. Antra pažaida – įtrūkio gylis pasiskirstęs pagal parabolės funkciją. Trečia pažaida – įtrūkis didėja vienodai visomis kryptimis. Diagnostiniais parametrais parinkti RMS ir ekscesas, sukabinimo standumas nustatomas iš potencinės energijos išraiškos. Mokslinėje literatūroje dažniausiai naudojama pirmo tipo pažaida, ji aptinkama gana lengvai. Antro tipo pažaidos aptikimas nėra toks lengvas kaip pirmos, kadangi sukabinimo standumo pasikeitimas nėra didelis. Trečias scenarijus yra labiausiai atitinkantis tikrovę, pradinėje stadijoje aptikti pažaidą labai sunku.

Atlikus tiesiakrumplių pavarų matematinių modelių analizę paaiškėjo, kad norint kurti matematinius modelius, skirtus pavarų su pažaidomis dinaminių parametrų tyrimams, reikia nagrinėti netiesines dinamines sistemas. Pavarų modeliuose turi būti įvertinti tarpeliai guoliuose, tarp krumplių. Sukabinimo standumas modeliuojamas kaip laiptuota funkcija, jis priklauso ne tik nuo krumplių porų, dalyvaujančių susikabinime skaičiaus, bet ir nuo kontakto vietos. Per pastarąjį dešimtmetį atsirado matematinių modelių su pažaidomis. Dažniausiai tiriamos krumpčio įtrūkio ir krumpčio darbinio paviršiaus ištrupėjimo pažaidos. Tyrėjai neskiria dėmesio krumpčio viršūnės nulaužimui. Tokio tipo pažaida dažnai atsiranda pavarų dėžėje, kai krumpliaračiai juda vienas kito atžvilgiu. Viena iš svarbiausių modelio vietų yra kuo tikslesnis sukabinimo standumo aprašymas, tam buvo išnagrinėti 6 skirtingi metodai.

Taikant metodą, pateiktą Airapetov *et al.* (1980) ir pertvarkius jį taip, kad standumo dimensija būtų [N/m], gaunama tokia išraiška:

$$k = \frac{E \cdot b}{11,2 + 7,5(h - 1,25)^2}; \quad (1.1)$$

čia E – redukuotas tamprumo modulis; b – krumpliaračio krumplio plotis; h – santykinis atstumas nuo apkrovos pridėjimo taško iki krumplio pagrindo, kinta nuo 0,25 iki 2,25.

Norint pereiti nuo parametro h prie perdengimo koeficiento, naudojama išraiška:

$$k = \frac{E \cdot b}{11,2} \cdot \left[1 - 0,4 \cdot \left(1 - \frac{2X}{\varepsilon} \right)^2 \right]; \quad (1.2)$$

čia ε – perdengimo koeficientas; X – kintamasis, $X \in [0; \varepsilon]$.

Antrasis modelis pateiktas Airapetov *et al.* (1980). Skaičiuojant standumą šiuo metodu kreivės pobūdis išlieka toks pat kaip ir pirmuoju atveju, tačiau standumo reikšmė skiriasi. Krumplių poros suminis standumas gali būti nustatytas:

$$k = \frac{E \cdot b}{13} \cdot [1 - 0,27 \cdot (h - 1,25)^2]. \quad (1.3)$$

Trečiasis standumo nustatymo metodas leidžia įvertinti tarpašinio atstumo pokytį (Airapetov *et al.* 1980):

$$k = \frac{E \cdot b}{3,65 + h^3 + 3,65 + (k_d - h)^3}; \quad (1.4)$$

čia k_d koeficientas:

$$k_d = 2,5 + \frac{\Delta A}{m}; \quad (1.5)$$

čia ΔA – tarpašinio atstumo paklaida; m – krumpliaračio modulis.

Šio metodo trūkumas: pasikeičia tik standumo dydis, nesikeičia įėjimo į sukabinimą vieta.

Kuang ir Yang (1992) pasiūlė savo metodą (ketvirtas metodas) standumui nustatyti. Taikant šį metodą, nustatomas vieno krumplio standumas (Kuang ir Lin 2001):

$$K_i(r) = (A_0 + A_1 X_i) + (A_2 + A_3 X_i) \frac{r - r_{wi}}{(1 + X_i)m}; \quad (1.6)$$

$$A_0 = 3,867 + 1,612 \cdot z_i - 0,02916 \cdot z_i^2 + 0,0001553 \cdot z_i^3; \quad (1.7)$$

$$A_1 = 17,060 + 0,7289 \cdot z_i - 0,01728 \cdot z_i^2 + 0,0000999 \cdot z_i^3; \quad (1.8)$$

$$A_2 = 2,637 - 1,222 \cdot z_i - 0,02217 \cdot z_i^2 + 0,0001179 \cdot z_i^3; \quad (1.9)$$

$$A_3 = -6,330 - 1,033 \cdot z_i + 0,02068 \cdot z_i^2 - 0,0001130 \cdot z_i^3; \quad (1.10)$$

čia r – krumpliaračio spindulys apkrovimo taške; z_i – krumplių skaičius; X_i – perstūmos koeficientas; r_{wi} – pradinio apskritimo spindulys.

Krumplio standumas:

$$k_i = K_i(r) \cdot b \cdot 10^9. \quad (1.11)$$

Nustačius abiejų krumpliaračių standumus, randamas bendras sukabinimo standumas:

$$K = \frac{k_1 \cdot k_2}{k_1 + k_2}. \quad (1.12)$$

Taikant šį metodą galima įvertinti tarpašinio atstumo pasikeitimą. Žinant standumą bet kuriame krumplio taške, nustatomi dviejų krumplių sąveikos taškai, įvertinant pasikeitusį tarpašinį atstumą. Keičiasi apkrovos pridėjimo vieta, atvirkščiai nei trečiame modelyje.

Standumą galima apskaičiuoti taikant BEM (penktas metodas), naudojant 4 laisvės laipsnių strypinį baigtinį elementą (vertinamas tik lenkimas). Turint standumo priklausomybę nuo krumplio ilgio, galima išreikšti standumo priklausomybę nuo pasukimo kampo.

Standumą galima nustatyti taikant analitinį metodą (šeštas metodas). Vertinant tik lenkimą, poslinkis nustatomas:

$$q_i = \frac{dU}{dF} = \frac{d}{dF} \left[\int_{x_i} \frac{M_{x_i}^2 dx}{2EI_{x_i}} \right]; \quad (1.13)$$

čia U – potencinė energija; F – jėga; M_{x_i} – krumpliaratį veikiantis sukimo momentas; I_{x_i} – krumpliaračio krumplio skerspjūvio geometrinis inercijos momentas.

Pertvarkius (1.13) lygtį gaunama išraiška:

$$q_i = \int_0^{x_i} \frac{-Fx_i dx_i}{EI_{x_i}} (-x_i) = \frac{Fx_i^3}{3EI_{x_i}}. \quad (1.14)$$

Krumpliaračio krumplio standumas:

$$k_i = \frac{F}{q_i} = \frac{3EI_{x_i}}{x_i^3}; \quad (1.15)$$

čia x_i – ilgis nuo atramos iki jėgos pridėjimo vietos.

Dviejų krumpliaračių sukabinimas nustatomas pagal (1.12) lygtį. Skaičiavimai, įvertinant lenkimą, gniuždymą ir kontaktinį standumą, atlikti Atanasio ir Doroftei (2008).

Išnagrinėti šeši metodai, skirti krumpliaračių sukabinimo standumui nustatyti. Trečias, ketvirtas, penktas ir šeštas metodai leidžia įvertinti tarpašinio atstumo pasikeitimą, tačiau taikant trečią metodą nesikeičia taškas, kuriame krumpliaračiai įeina į sukabinimą. Kiti tyrėjai krumpliaratinių pavarų modeliuose nevertino tarpašinio atstumo pasikeitimo įtakos pavaros darbui, nors

yra daug sukabinimo standumo nustatymo metodų, kuriais remiantis galima tai padaryti.

Lietuvos mokslininkai užsiima analoginių problemų sprendimais. Ragulskis (1974) darbe išnagrinėjo trintį guoliuose, jų standumą, skersines vibracijas, atliko eksperimentinius guolių tyrimus. Sudėtingų rotorinių sistemų matematinius modelius kūrė Augustaitis (1994). Darbe pateikti riedėjimo guolių, krumpliaratinės pavaros matematiniai modeliai, taip pat velenas, modeliuojamas baigtinių elementų metodu. Mariūno (1993) darbas skirtas pavaroms su jėginiu grandžių suvėrimu tyrti. Taip pat yra mokslininkų, kurie užsiima rotorinių sistemų diagnostika. Barzdaitis *et al.* (2006) darbe pateikta rotorinė sistema, nustatyta, kaip trintis veikia koroziją, uždavinys sprendžiamas BEM. Mažeika *et al.* (2008, a) nagrinėja krumpliaratinę pavarą su slydimo guoliais. Skaičiavimams atlikti buvo panaudotas BEM metodas. Pagrindinis tikslas – mašinų apsauga nuo netikėtų gedimų. Barzdaitis *et al.* (2009) nagrinėjama problema susijusi su padidėjusiomis apkrovomis guoliuose, kai mechanizmas yra išjungiamas. Diagnozavimo parametrai yra poslinkiai ir kinetinės orbitos.

1.3. Diagnostinių metodų, taikomų transporto priemonių transmisijos diagnostikoje, apžvalga

Transmisijos būklės pokyčiams nustatyti galima pasitelkti skirtingus metodus. Matuoti virpesius, nustatyti metalines priemaišas tepale, matuoti garsą, AE signalą, temperatūrą, taip pat galima taikyti kelių metodų derinius.

VS ir AE signalo matavimo metodai leidžia nustatyti ne tik būklės pasikeitimus, bet ir pažaidos tipą. Rotorinių sistemų diagnostikoje VS yra gerai žinomas metodas, plačiai aprašytas Taylor ir Kirkland (2004) ir kituose šaltiniuose. Šis metodas plačiai taikomas rotorinių sistemų diagnostikoje.

Tandon (1994) eksperimentiniu būdu tyrė guolių pažaidas naudojant skirtingus virpesių diagnostinius parametrus. Buvo tiriami RMS, maksimali reikšmė, maksimumo koeficientas, galia, kepsstras. Pradinis signalas buvo virpesių pagreitis (laiko sritis). Nustatyta, kad maksimumo koeficientas nėra efektyvus diagnozavimo parametras, visi kiti parametrai gali būti naudojami diagnostikai atlikti. Mažiausia pažaida, kuri buvo užfiksuota, tai 75 mikrometrų pažaida išoriniame žiede, aptikta naudojant RMS parametą. Vidiniame žiede užfiksuota pažaida, kurios dydis 200 mikrometrų, aptikta matuojant maksimalią reikšmę. Heng ir Nor (1998) teigia, kad atliekant riedėjimo guolių diagnostiką, nėra reikšmingų privalumų: ar naudojamas beta funkcijos diagnostinis parametras, ar ekscesas, ar maksimumo koeficientas.

Atliekant diagnostiką svarbu įvertinti mašinos sukimosi greitį, sukimosi momentą, tepalo temperatūrą ir kitus parametrus. Tan ir Mba (2005) atliko

tyrimus su krumpliaratine pavara, buvo tiriamas ryšys tarp temperatūros, tepalo plėvelės storio ir AE signalo aktyvumo. Straipsnyje pateikti pirminiai duomenys parodė, kad ištrupėjimo pažaidos aptikimas naudojant RMS ir energiją nedavė gerų rezultatų, kol tyrėjai neįvertino temperatūros įtakos. Temperatūros įtaka AE signalui nustatyta Loutas *et al.* (2009) darbe.

Literatūroje daug dėmesio skiriama lėtai besisukantiems rotoriams. Kim Yong-Han *et al.* (2006) darbe lyginami du skirtingi diagnostikos metodai, t. y. virpesių matavimo (iki 20 kHz) ir ultragarsinis metodas (nuo 20 iki 100 kHz). Testuojamame įrenginyje yra riedėjimo guolis su VŽP, darbiniai sūkliai keičiami nuo 30 aps/min iki 1200 aps/min. Nustatyta, kad virpesių matavimo metodas yra efektyvus tik esant didesniems sūkliams. Kai sūkliai yra maži, tada lengviau nustatyti pažaidą taikant ultragarsinį metodą. Sadettin Orhan *et al.* (2006) tyrė dviejų tipų guolius: rutulinį ir ritininį. Pažaidos buvo nustatytos išoriniuose žieduose. Nepriklausomai nuo riedėjimo elementų tipo, pažaidos nustatomos naudojant visus diagnostinius parametrus.

Tandon ir Choudhury (1999) savo darbe nustatė, kad akustinės emisijos (AE) matavimai, tam tikrais atvejais, duoda geresnį rezultatą nei virpesių matavimas. Pažaida gali būti aptikta anksčiau, nei naudojant virpesių matavimą. Akustinės emisijos metodas buvo kuriamas statinių struktūrų diagnostikai, bet per pastaruosius metus jis pradėtas naudoti rotorinių sistemų diagnostikai (Mba 2003). Mba *et al.* (2006) pateikia išsamią darbų šioje srityje apžvalgą. Vieni iš pirmųjų šios srities darbų yra Yoshioka *et al.* (1981, 1984). Mokslininkai nustatė, kad AE parametrų pasikeitimas įvyksta anksčiau nei pasikeičia parametrai virpesių pagreičio diapazone. AE metodas leidžia nustatinėti pažaidas guoliuose, kai veleno sūkliai yra gana maži. Elforjani ir Mba (2010) darbe buvo nustatyta aiški koreliacija tarp AE energijos lygio padidėjimo ir pažaidos atsiradimo bei jos vystymosi. Pažaidos didėjimą lemia energijos lygio signale padidėjimas, taip nustatomos guolio išorinio ir vidinio žiedo pažaidos. Pastebėtas signalo amplitudės padidėjimas esant pažaidai išoriniame žiede, tačiau signalas nepadidėja esant vidinio žiedo pažaidai (Saad Al-Dossary *et al.* 2009).

1.4. Standartų, naudojamų diagnostikai atlikti, apžvalga

Virpesių matavimo metodas yra plačiai aprašytas standartuose. A priede pateikti 35 standartai, kuriais remiantis atliekamas virpesių matavimas. Diagnostikai dažniausiai naudojami du standartai: ISO 7919 ir ISO 10 816. Pirmasis yra skirtas virpesiams matuoti naudojant bekontakčius jutiklius, antrasis – naudojant kontaktinius jutiklius. Diagnostinis parametras RMS leidžia nustatyti bendrą

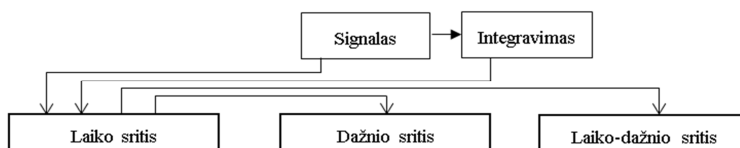
būklės pasikeitimą, tačiau nesuteikia žinių apie konkretų gedimą. Šie standartai gali būti naudojami įrenginiams diagnozuoti, kuriuose yra riedėjimo guoliai ir krumpliaratinės pavaros, tačiau jie nėra skirti šių elementų diagnostikai. Guolių diagnostikai yra sukurtas standartas ISO 15 242, kuriame aprašyta diagnostikos eiga. Krumpliaratinėms pavaroms vienintelis standartas ISO 8579, bet ir jis yra skirtas tik naujoms pavaroms.

Akustinės emisijos metodo taikymas rotorinių sistemų diagnostikai yra naujas reiškinys, todėl standartų bazė nėra tokia plati, kaip virpesių matavimo. Pagrindinis standartas yra ISO 22 096: 2007 “Condition monitoring and diagnostics of machines – Acoustic emission”.

1.5. Duomenų apdorojimo metodų, taikomų diagnostikai atlikti, apžvalga

Pažaidos aptikimo tikslumas ir greitis priklauso nuo pasirinkto duomenų apdorojimo metodo ir diagnostinio parametro. Darbe nagrinėjami tik kontaktiniai jutikliai, kadangi bekontaktių jutiklių naudojimas transporto mašinų transmisijų elementų diagnostikoje nėra racionalus. Visus duomenų apdorojimo metodus galima išskirti į tris pagrindines sritis (1.1 pav.) (Staszewski ir Worden 1997):

- 1) laiko sritis;
- 2) dažnio sritis;
- 3) laiko ir dažnio sritis.



1.1 pav. Duomenų sritys

Fig. 1.1. Data domains

Laiko srities paprasčiausias duomenų atvaizdavimas yra grafinis, matuojamo signalo amplitudės priklausomybė nuo laiko. Grafinių duomenų analizė reikalauja aukštos personalo kvalifikacijos, daug laiko. Didelė klaidos tikimybė. Signalams apdoroti naudojami diagnostiniai parametrai pateikti 1.1 lentelėje.

1.1 lentelė. Diagnostiniai parametrai laiko srityje**Table 1.1.** Diagnostic parameters in time domain

Parametras	Autorius	Parametras	Autorius
$X1 = \max x_i $	Loutas <i>et al.</i> (2011)	$X14 = \frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{X})^6}{\sigma^6}$	Samanta ir Al-Balushi (2003)
$X2 = \max(x_i) - \min(x_i)$	Loutas <i>et al.</i> (2011)	$X15 = NA4 = \frac{N \sum_{i=1}^N (r_i - \bar{r})^4}{\left\{ \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m [\sum_{i=1}^N (r_{ij} - \bar{r}_j)^2] \right\}^2}$	Zakrajsek <i>et al.</i> (1993)
$X3 = RMS = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i^2}$	Barzdaitis ir Mažeika (2010)	$X16 = NA4 * = \frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (r_i - \bar{r})^4}{(\frac{1}{m'} \sum_{j=1}^{m'} (\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (r_{jk} - \bar{r}_j)^2))^2}$	McClintic <i>et al.</i> (2000)
$X4 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i$	Loutas <i>et al.</i> (2011)	$X17 = FM4 = \frac{N \sum_{i=1}^N (d_i - \bar{d})^4}{[\sum_{i=1}^N (d_i - \bar{d})^2]^2}$	Zakrajsek <i>et al.</i> (1993)
$X5 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i $	Kang <i>et al.</i> (2007)	$X18 = FM4 * = \frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (d_i - \bar{d})^4}{(\frac{1}{m'} \sum_{j=1}^{m'} (\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (d_{jk} - \bar{d}_j)^2))^2}$	Lei ir Zuo (2009)
$X6 = \left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \sqrt{ x_i } \right)^2$	Qu <i>et al.</i> (2011)	$X19 = M6A = \frac{N^2 \sum_{i=1}^N (d_i - \bar{d})^6}{[\sum_{i=1}^N (d_i - \bar{d})^2]^3}$	Martin (1989)
$X7 = \frac{RMS}{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i }$	He <i>et al.</i> (2007)	$X20 = M6A * = \frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (d_i - \bar{d})^6}{(\frac{1}{m'} \sum_{j=1}^{m'} (\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (d_{jk} - \bar{d}_j)^2))^3}$	Martin (1989)
$X8 = \frac{\max x_i }{RMS}$	Yu (2011)	$X21 = M8A = \frac{N^3 \sum_{i=1}^N (d_i - \bar{d})^8}{[\sum_{i=1}^N (d_i - \bar{d})^2]^4}$	Martin (1989)
$X9 = \frac{\max x_i }{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i }$	Kang <i>et al.</i> (2007)	$X22 = M8A * = \frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (d_i - \bar{d})^8}{(\frac{1}{m'} \sum_{j=1}^{m'} (\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (d_{jk} - \bar{d}_j)^2))^4}$	Sait ir Sharaf-Eldeen (2011)
$X10 = \frac{\max x_i }{\left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \sqrt{ x_i } \right)^2}$	Yu (2011)	$X23 = NB4 = \frac{N \sum_{i=1}^N (E_i - \bar{E})^4}{\left\{ \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m [\sum_{i=1}^N (E_{ij} - \bar{E}_j)^2] \right\}^2}$	McClintic <i>et al.</i> (2000)

1 lentelės pabaiga

Parametras	Autorius	Parametras	Autorius
$X11 =$ $= \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{X})^2}$	Qu <i>et al.</i> (2011)	$X24 = NB4 * =$ $= \frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (E_i - \bar{E})^4}{\left\{ \frac{1}{m'} \sum_{j=1}^{m'} \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (E_{ij} - \bar{E}_j)^2 \right] \right\}^2}$	Sait ir Sharaf-Eldeen (2011)
$X12 =$ $= \frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{X})^3}{\sigma^3}$	Kang <i>et al.</i> (2007)	$X25 = ER = \frac{\sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (d_i)^2}}{\sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i)^2}}$	Lei ir Zuo (2009)
$X13 =$ $= \frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{X})^4}{\sigma^4}$	Kang <i>et al.</i> (2007)	$X26 = EOP = \frac{N \sum_{i=1}^N (\Delta x_i - \bar{x}_i)^4}{\sum_{i=1}^N (\Delta x_i - \bar{x}_i)^2}$	Lei ir Zuo (2009)
x_i – amplitudės reikšmė i-ame taške, N – išmatuotų taškų skaičius, r_i – liekamasis signalas i-ame taške, d_i – pokyčio signalas i-ame taške, m – m-tasis taškas, m' – bendras taškų skaičius, E_{ij} – gaubiančiosios reikšmė m-ame taške.			

Diagnostikoje labai paplitęs RMS parametras (X3). Tai parametras, kuris nustato galios kiekį virpesių signalė (Lebold *et al.* 2000). Dažnai naudojamas RMS parametro pokytis delta RMS. Šie parametrai nėra jautrūs pažaidos aptikimui ankstyvoje stadijoje. Siekiant nustatyti pasikeitusią įrenginio būklę, gali būti naudojami tokie parametrai, kaip maksimali reikšmė (X1), mojus (X2) arba maksimumo koeficientas (X10). Parametrai nuo X15 iki X24 buvo specialiai sukurti krumpliaratinių pavaru diagnostikai. Norint juos naudoti reikalingas papildomas signalo apdorojimas. Iš pradžių reikalingas signalo sinchroninis kaupimas laike, po to gali būti naudojamas liekamasis signalas (angl. *residual signal*). Tai signalas, iš kurio pašalinti veleno dažnis ir pavaros sukabinimo dažniai, arba pokyčio signalas (angl. *difference signal*). Tai signalas, iš kurio pašalintas veleno dažnis ir harmonikos, sukabinimo dažnis ir jo harmonikos (Sait ir Haraf–Eldeen 2011). Plačiau su pateiktais diagnostiniais parametrais galima susipažinti literatūros šaltiniuose, pateiktuose 1.1 lentelėje.

Analizuojant signalą dažnio srityje, labai paprasta nustatyti ne tik pažaidą, bet ir jos tipą. Duomenims apdoroti dažnio srityje naudojamas spektras, bispektras ir kepstras. Bispektras leidžia stebėti tuos pačius parametrus kaip ir naudojant spektrą, dar stebimas fazės pokytis (Jasiński ir Radkowski 2010). 1.2 lentelėje pateikti diagnostiniai parametrai, naudotini dažnio srityje.

1.2 lentelė. Diagnostiniai parametrai dažnio srityje**Table 1.2.** Diagnostic parameters in frequency domain

Parametras	Autorius	Parametras	Autorius
$F1 = \max(s(i^*))$	Qu <i>et al.</i> (2011)	$F10 = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^K f_i^4 s(i)}{\sum_{i=1}^K f_i^2 s(i)}}$	Loutas <i>et al.</i> (2011)
$F2 = \frac{\sum_{i=1}^K s(i^*)}{2}$	Qu <i>et al.</i> (2011)	$F11 = \frac{\sum_{i=1}^K f_i^2 s(i)}{\sqrt{\sum_{i=1}^K s(j) \sum_{i=1}^K f_i^4 s(i)}}$	Loutas <i>et al.</i> (2011)
$F3 = \frac{\sum_{i=1}^K s(i)}{K}$	Loutas <i>et al.</i> (2011)	$F12 = \frac{F_8}{F_7} = \frac{\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^K (f_i - p_{16})^2 s(i)}{K}}}{\frac{\sum_{i=1}^K f_i s(i)}{\sum_{i=1}^K s(i)}}$	Loutas <i>et al.</i> (2011)
$F4 = \frac{\sum_{i=1}^K (s(i) - F_3)^2}{(K - 1)}$	Loutas <i>et al.</i> (2011)	$F13 = \frac{\sum_{i=1}^K (f_i - F_7)^3 s(i)}{KF_8^3}$	Loutas <i>et al.</i> (2011)
$F5 = \frac{\sum_{i=1}^K (s(i) - F_3)^3}{K(\sqrt{F_4})^3}$	Loutas <i>et al.</i> (2011)	$F14 = \frac{\sum_{k=1}^K (f_k - F_7)^4 s(j)}{KF_8^4}$	Loutas <i>et al.</i> (2011)
$F6 = \frac{\sum_{i=1}^K (s(i) - F_3)^4}{KF_4^2}$	Loutas <i>et al.</i> (2011)	$F15 = \frac{\sum_{i=1}^K (f_i - F_7)^{\frac{1}{2}} s(i)}{K\sqrt{F_8}}$	Loutas <i>et al.</i> (2011)
$F7 = \frac{\sum_{i=1}^K f_k s(i)}{\sum_{i=1}^K s(i)}$	Loutas <i>et al.</i> (2011)	$F16 = PMM = \frac{\max(\bar{p}(f_{BPF0}), \bar{p}(f_{BPF1}), \bar{p}(f_{BSF}))}{\text{mean}(p)}$	Huang <i>et al.</i> (2007)
$F8 = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^K (f_i - F_7)^2 s(i)}{K}}$	Loutas <i>et al.</i> (2011)	$F17 = FM0 = \frac{\max(x_i) - \min(x_i)}{\sum_{i=1}^n A(f_k)}$	Hajnayeb <i>et al.</i> (2011)
$F9 = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^K f_i^2 s(i)}{\sum_{i=1}^K s(i)}}$	Loutas <i>et al.</i> (2011)		

i^* – atitinka pirmos eilės šoninės juostos (sideband) indeksą,
 $s(i)$ – spektras, $i = 1, 2, \dots, K$,
 K – spektro linijų skaičius,
 f_i – dažnio reikšmė i -oje linijoje,
 $\bar{p}(f_{BPF0}), \bar{p}(f_{BPF1}), \bar{p}(f_{BSF})$ – vidutinė galia, esant pažaidos charakteringam dažniui,
 $\text{mean}(p)$ – vidutinė galia,
 $A(f_i)$ – charakteringų dažnių suminė amplitudė.

1.3 lentelė. Diagnostiniai parametrai laiko ir dažnio srityje**Table 1.3.** Diagnostic parameters in time–frequency domain

Parametras	Autorius	Parametras	Autorius
$XF1 = AM_{max} =$ $= \frac{1}{N} \sum_{i=0}^N \max_j W_x(a_i, b_j; \psi) $	Wang <i>et al.</i> (2010)	$XF5 = E_{entropy}(m, n) =$ $= \sum_{m,n} \sum_{t=1}^N a(m, n, t) ^2$	Yan ir Gao (2010)
$XF2 = AM_{min} =$ $= \frac{1}{N} \sum_{i=0}^N \min_j W_x(a_i, b_j; \psi) $	Wang <i>et al.</i> (2010)	$XF6 = - \sum_{i=1}^N p_i \log_2 p_i$	Yan ir Gao (2010)
$XF3 = \overline{AM} =$ $= \frac{1}{N} \sum_{i=0}^N \left(\frac{1}{M} \sum_{j=1}^M W_x(a_i, b_j; \psi) \right)$	Wang <i>et al.</i> (2010)	$XF7 = \rho(m, n) =$ $= \frac{E_{energy}(m, n)}{E_{entropy}(m, n)}$	Yan ir Gao (2010)
$XF4 = FGP =$ $= \frac{AM_{max} - AM_{min}}{\overline{AM}}$	Wang <i>et al.</i> (2010)		
$E_{energy}(m, n) = \sum_{t=1}^N a(m, n, t) ^2$ – energija, priklausanti nuo parametų (m, n), a_i – mastelio parametras, b_j – laiko parametras, ψ – Vilnelė.			

Signalų analizė laiko ir dažnio srityje yra patogus įrankis, leidžiantis nagrinėti signalą ne tik pagal dažnius, bet ir laiko srityje tuo pačiu metu. Tai gali būti naudinga, kai mašina dirba esant nestacionariems režimams. Signalui apdoroti laiko ir dažnio skalėse naudojami algoritmai: STFT, Winger–Ville pasiskirstymas, Choi–Williams pasiskirstymas ir Vilnelių transformacija. STFT – tai klasikinė laiko ir dažnio analizės technika, kuri gali būti naudojama pavaros diagnostikai (Wang *et al.* 2001). Winger–Ville pasiskirstymas buvo sukurtas XX amžiaus pirmojoje pusėje. Prieš dvidešimt metų šis metodas pradėtas taikyti ir krumpliciartinių pavarų diagnostikai (Sait ir Sharaf-Eldeen 2011). Choi–Williams pasiskirstymas užtikrina geresnę rezoliuciją negu Winger–Ville pasiskirstymas. Jis nejautrus signalo komponentams laiko srityje (Fan ir Zuo 2006). Vilnelių funkcijos, lyginant su STFT, naudoja siauras laiko juostas esant aukštiems dažniams ir plačias esant žemiems (Wang *et al.* 2001). Vilnelių transformacija yra daug greitesnis algoritmas nei STFT. Diagnostiniai parametrai, naudojami laiko ir dažnio srityje, pateikti 1.3 lentelėje. Be parametų, pateiktų 1.3 lentelėje, galima naudoti X1–X14 parametrus, kurie buvo pateikti laiko srityje (1.1 lentelė).

1.6. Pirmojo skyriaus išvados ir darbo uždavinių formulavimas

1. Rutulinių riedėjimo guolių su pažaidomis dinaminių parametru tyrimams, naudojant matematinį modeliavimą, be pažaidų, reikia įvertinti: tarpelius tarp riedėjimo elementų ir guolio žiedų, kintamą standumą, žiedų banguotumą ir veleno disbalansą.
2. Tirdami tiesiakrumplės pavaras, mokslininkai dažniausiai apsiriboja dviejų tipų pažaidomis: krumpliaračio krumplio darbinio paviršiaus ištrupėjimo ir krumplio įtrūkio. Mažai ištirta krumplio viršūnės nulaužimo pažaida.
3. Tiesiakrumplių cilindrinų pavarų su pažaidomis dinaminių parametru tyrimams, naudojant matematinį modeliavimą, be pažaidų, reikia įvertinti: tarpus tarp krumplių, kintamą standumą, tarpašinio atstumo pokytį, velenų disbalansą. Kaip atskirą uždavinį galima atlikti cilindrinės tiesiakrumplės pavaros dinaminių parametru tyrimus, kai krumpliai yra deformuojami ir krumplių profilis nėra idealus.
4. Standartuose diagnostinių parametru reikšmės dažniausiai skaičiuojamos dažnio intervale nuo 10 iki 1000 Hz, tačiau niekur nepaaiškinama, kodėl naudojamas būtent šitas intervalas. Naudojant matematinio modeliavimo metu gautus rezultatus, galima nustatyti, kuriuose dažnio intervaluose dinaminiai parametrai keičiasi labiausiai ir taip racionaliai parinkti intervalus diagnostikai. Apdorojus duomenis, naudojant skirtingus diagnostinius parametrus, galima nustatyti, kurie iš jų yra jautriausi pažaidos aptikimui ir jos didėjimo nustatymui.
5. Basisukančių elementų diagnostikai plačiai taikomas virpesių signalo matavimas. Tačiau, kaip rodo paskutinio dešimtmečio tyrimai, akustinės emisijos metodas yra perspektyvus ir gali būti naudojamas analogiškiems uždaviniams spręsti. Norint patikrinti hipotezę, reikia atlikti eksperimentinius tyrimus, palyginti metodų jautrumą pažaidos aptikimui ir jos didėjimui.
6. Duomenims apdoroti naudojamos ne laiko ar dažnio skalės, o laiko ir dažnio skalės. Naudojama Vilnelių transformacija, kuri tam tikrais atvejais duoda geresnius rezultatus nei lokali Furjė transformacija (STFT), taip pat skaičiavimo laikas yra mažesnis.

Transporto mašinų transmisijos elementų matematinis modeliavimas

Šio skyriaus medžiaga buvo publikuota straipsniuose: Bogdevičius ir Skrickij (2013), Skrickij ir Bogdevičius (2010), Skrickij (2010, a, b).

2.1. Rutulinio riedėjimo guolio su pažaidomis matematinis modelis

Pateiktas modelis gali būti naudojamas vienos eilės rutulinio riedėjimo guolio su pažaidomis tyrimams, kai riedėjimo elementas yra rutulys.

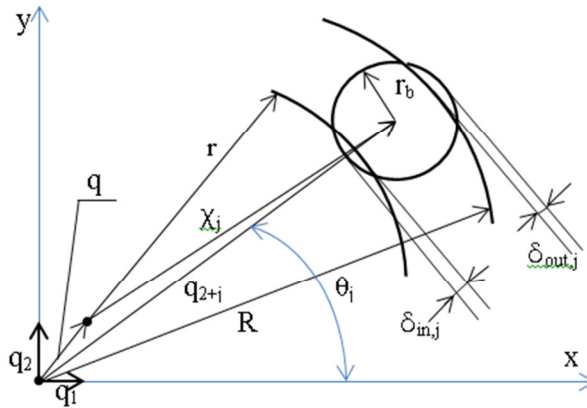
Riedėjimo guolio matematiniam modelyje priimtos prielaidos: riedėjimo guolio judėjimas tiriamas tik radialine kryptimi; atskiri elementai modeliuojami kaip kieti kūnai; vertinama išcentrinė jėga; vertinama sunkio jėga; veleno sukimosi greitis pastovus; velenas apkrautas pastovia jėga horizontalia kryptimi (diržinės pavaros įtempimas); įvertinta išorinio žiedo pažaida; įvertinta vidinio žiedo pažaida, laisvumai tarp išorinio žiedo, rutuliuko ir vidinio žiedo, įvertintas disbalansas.

Naudojant pateiktą modelį galima tirti IŽP, VŽP, RE pažaidas, taip pat šių pažaidų derinius.

Guolio dinaminis modelis pateiktas 2.1 paveiksle. Riedėjimo guolio judėjimo lygtys užrašomos naudojant Lagranžo antrojo tipo lygtį:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_k} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_k} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_k} = F_k(t, q_k, \dot{q}_k); \quad (2.1)$$

čia q_k – apibendrinta koordinatė, $F_k(t, q_k, \dot{q}_k)$ – apibendrinta jėga.



2.1 pav. Guolio dinaminis modelis

Fig. 2.1. Dynamic model of a bearing

Riedėjimo guolio kinetinė energija:

$$T = T_{r.e.} + T_{rot} + T_{in.r.} + T_{o.r.} \quad (2.2)$$

Riedėjimo elementų kinetinė energija:

$$T_{r.e.} = \sum_{j=1}^{Nb} \left(\frac{1}{2} m_j (\dot{\rho}_j^2 + \dot{\rho}_j^2 \cdot \dot{\theta}_j^2) + \frac{1}{2} I_j \dot{\theta}_j^2 (1 + \frac{R}{\rho_{rj}})^2 \right); \quad (2.3)$$

čia N_b – guolio RE skaičius; m_j – j-ojo RE masė; $\dot{\rho}_j$ – j-ojo RE greitis radialine kryptimi; $\dot{\theta}_j$ – j-ojo RE kampinis greitis išorinio žiedo centro atžvilgiu; I_j – j-ojo RE inercijos momentas apie jo masės centrą; R – išorinio žiedo spindulys (funkcija nuo pasisukimo kampo); ρ_{rj} – spindulys nuo vidinio žiedo centro iki j-ojo RE.

Rotoriaus kinetinė energija:

$$T_{rot} = \frac{1}{2} m_{rot} (\dot{q}_1^2 + \dot{q}_2^2) + \frac{1}{2} I_{rot} \dot{\theta}_{rot}^2; \quad (2.4)$$

čia m_{rot} – rotoriaus masė; \dot{q}_1 – veleno greitis x ašies kryptimi; \dot{q}_2 – veleno greitis y ašies kryptimi; I_{rot} – rotoriaus inercijos momentas; $\dot{\theta}_{\text{rot}}$ – rotoriaus sukimosi kampinis greitis.

Vidinio žiedo kinetinė energija:

$$T_{i.r.} = \frac{1}{2} m_{i.r.} (\dot{q}_1^2 + \dot{q}_2^2) + \frac{1}{2} I_{i.r.} \dot{\theta}_{i.r.}^2; \quad (2.5)$$

čia $m_{i.r.}$ – vidinio žiedo masė; \dot{q}_1 – veleno greitis x ašies kryptimi; \dot{q}_2 – veleno greitis y ašies kryptimi; $I_{i.r.}$ – vidinio žiedo inercijos momentas; $\dot{\theta}_{i.r.}$ – vidinio žiedo kampinis greitis.

Daroma prielaida, kad išorinis žiedas nesisuka ir nesideformuoja, tada $T_{o.r.} = 0$, Φ – disipacinė funkcija.

Riedėjimo guolio potencinė energija:

$$\Pi = \Pi_{r.e.} + \Pi_{i.r.} + \Pi_{o.r.} + \Pi_{\text{rot}} + \Pi_{\text{cont.}} \quad (2.6)$$

Riedėjimo elemento potencinė energija:

$$\Pi_{r.e.} = \sum_{j=1}^{Nb} (m_j g \rho_j \sin \theta_j). \quad (2.7)$$

Vidinio žiedo potencinė energija:

$$\Pi_{i.r.} = m_{i.r.} g q_2. \quad (2.8)$$

Rotoriaus potencinė energija:

$$\Pi_{\text{rot}} = m_{\text{rot}} g q_2. \quad (2.9)$$

Išorinio žiedo potencinė energija $\Pi_{o.r.} = 0$.

Potencinė energija tarp dviejų kontaktuojančių kūnų, išreikšta pagal Herco teoriją:

$$\Pi_{\text{cont.}} = \sum_{j=1}^{Nb} \left(\frac{2}{5} k_{in,j} \delta_{in,j}^{\frac{5}{2}} + \frac{2}{5} k_{out,j} \delta_{out,j}^{\frac{5}{2}} \right). \quad (2.10)$$

Kontaktinis standumas tarp guolio vidinio žiedo ir RE:

$$k_{in,j} = 2,15 \cdot 10^5 (\delta^*)^{-\frac{3}{2}} (\sum \rho_{in})^{-\frac{1}{2}}. \quad (2.11)$$

Kontaktinis standumas tarp išorinio žiedo ir RE:

$$k_{out,j} = 2,15 \cdot 10^5 (\delta^*)^{-\frac{3}{2}} (\sum \rho_{out})^{-\frac{1}{2}}. \quad (2.12)$$

Kreivumo parametras tarp riedėjimo elemento ir vidinio žiedo:

$$\sum \rho_{in} = \frac{1}{r_r} + \frac{1}{r_r} + \frac{1}{r_{in}} + \frac{1}{r_{ins}}; \quad (2.13)$$

čia r_r – RE spindulys; r_{in} – guolio vidinio žiedo spindulys; r_{ins} – guolio vidinio žiedo spindulys skersine kryptimi.

Kreivumo parametras tarp riedėjimo elemento ir išorinio žiedo:

$$\sum \rho_{out} = \frac{1}{r_r} + \frac{1}{r_r} - \frac{1}{R} - \frac{1}{r_{outs}}; \quad (2.14)$$

čia r_{outs} – išorinio žiedo spindulys skersine kryptimi.

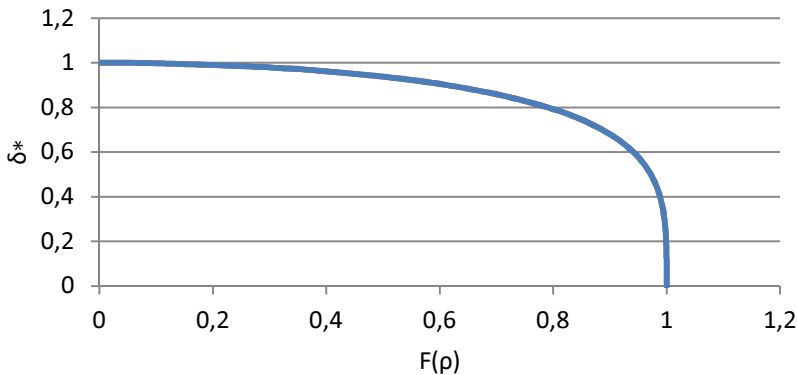
Kreivumo skirtumas tarp vidinio žiedo ir rutuliuko:

$$F(\rho)_{in} = \frac{\left(\frac{1}{r_r} - \frac{1}{r_r}\right) + \left(\frac{1}{r_{in}} - \frac{1}{r_{ins}}\right)}{\sum \rho_{in}}; \quad (2.15)$$

Kreivumo skirtumas tarp išorinio žiedo ir riedėjimo elemento:

$$F(\rho)_{out} = \frac{\left(\frac{1}{r_r} - \frac{1}{r_r}\right) + \left(\frac{1}{r_{out}} - \frac{1}{r_{outs}}\right)}{\sum \rho_{out}}. \quad (2.16)$$

Faktorius δ^* nustatomas iš priklausomybės, pateiktos 2.2 paveiksle (Harris ir Kotzalas 2006).



2.2 pav. Faktoriaus δ^* priklausomybė nuo $F(\rho)$

Fig. 2.2. The dependence of factor δ^* on $F(\rho)$

RE penetracija su vidiniu žiedu:

$$\delta_{in,j} = r + r_b + \gamma - \chi_j. \quad (2.17)$$

RE penetracija su išoriniu žiedu:

$$\delta_{out,j} = q_{2+j} + r_b + \gamma - R. \quad (2.18)$$

Parametras χ_j nustatomas iš lygčių sistemos:

$$q_1 + \chi_j \cos \theta_{\chi j} = \rho_j \cos \theta_j; \quad (2.19)$$

$$q_2 + \chi_j \sin \theta_{\chi j} = \rho_j \sin \theta_j; \quad (2.20)$$

$$\chi_j = \sqrt{q_1^2 + q_2^2 + q_{2+j}^2 - 2\rho_j \cdot q_{2+j} \cdot \cos \theta_j - 2\rho_2 \cdot q_{2+j} \cdot \sin \theta_j}; \quad (2.21)$$

čia γ – suminis tarpelis tarp vidinio žiedo riedėjimo elemento ir išorinio žiedo; q_{2+j} – atstumas nuo išorinio žiedo centro iki j-ojo rutuliuko centro; r_b – rutuliuko spindulys, funkcija nuo pasisukimo kampo; r – vidinio žiedo spindulys, funkcija nuo pasisukimo kampo; q_1 – rotoriaus poslinkis horizontalia kryptimi nuo išorinio žiedo centro; q_2 – rotoriaus poslinkis vertikalia kryptimi nuo išorinio žiedo centro; θ_j – j-ojo RE pasisukimo kampas.

Išrašius potencinės (2.6) ir kinetinės (2.2) energijų išraiškas į lygtį (2.1), gaunama lygčių sistema. Rotoriaus su guolio vidiniu žiedu judėjimo lygtis:

$$\begin{aligned} m_s \ddot{q}_1 + \sum_{j=1}^{N_b} k_{in,j} \cdot \delta_{in,j}^{\frac{3}{2}} \left(\frac{q_{2+j} \cdot \cos \theta_j - q_1}{\chi_j} \right) + c_{in} \cdot \dot{q}_1 = \\ = F + F_d \cdot \cos \varphi; \end{aligned} \quad (2.22)$$

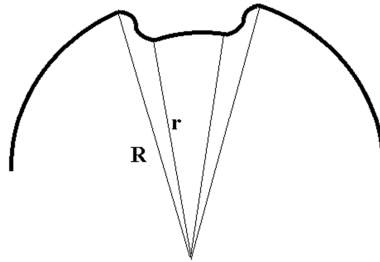
$$\begin{aligned} m_s \ddot{q}_2 + \sum_{j=1}^{N_b} k_{in,j} \cdot \delta_{in,j}^{\frac{3}{2}} \left(\frac{q_{2+j} \cdot \sin \theta_j - q_2}{\chi_j} \right) + c_{in} \cdot \dot{q}_2 = \\ = -m_s \cdot g + F_d \cdot \sin \varphi; \end{aligned} \quad (2.23)$$

čia m_s – bendra vidinio žiedo ir veleno masė; c_{in} – slopinimas tarp vidinio žiedo ir RE; N_b – RE skaičius; F_d – disbalanso jėga; φ – veleno pasisukimo kampas. RE judėjimo lygtys (iš viso N_b lygčių):

$$\begin{aligned} m_j \cdot \ddot{q}_{2+j} - m_j \cdot q_{2+j} \cdot \omega^2 + k_{out,j} \cdot \delta_{out,j}^{\frac{3}{2}} + c \cdot \dot{q}_{2+j} - k_{in,j} \cdot \\ \cdot \delta_{in,j}^{\frac{3}{2}} \left(\frac{q_{2+j} - q_1 \cdot \cos \theta_j - q_2 \cdot \sin \theta_j}{\chi_j} \right) = -m_j \cdot g \cdot \sin \theta_j. \end{aligned} \quad (2.24)$$

čia ω – rotoriaus kampinis greitis; c – sistemos slopinimo koeficientas.

Pažaidos modeliavimas pateiktas 2.3 paveiksle. Nepažeisto žiedo spindulys R , pažeisto r . Perėjimas nuo R iki r modeliuojamas lankais, modeliuojant pažaidą tokiu būdu, galioja Herco teorija. Sprendžiant uždavinį su pažaidomis, kai pažaida dalyvauja kontakte, kiekvienos iteracijos metu perskaičiuojami kreivumo parametrai (pateikti 2.13 ir 2.14 lygtyse), perskaičiuojami kontaktiniai standumai. Tokiu būdu galima modeliuoti pažaidas išoriniame žiede, vidiniame ir riedėjimo elemente.



2.3 pav. Guolio pažaidos schema

Fig 2.3. Scheme for a defective bearing

Pateiktame modelyje įvertintas tarpelis tarp VŽ ir RE, tarp RE ir IŽ, kintamas standumas, žiedų ir riedėjimo elementų banguotumas, t. y. RE, IŽ, VŽ spinduliai yra funkcija nuo veleno pasisukimo kampo, yra įvertintas veleno disbalansas. Modelio naujumas tas, kad yra įvertintos pažaidos, kurios modeliuojamos remiantis Herco teorija.

2.2. Cilindrinės tiesiakrumplės pavaros matematiniai modeliai

2.2.1. Cilindrinės tiesiakrumplės pavaros su pažaida matematinis modelis

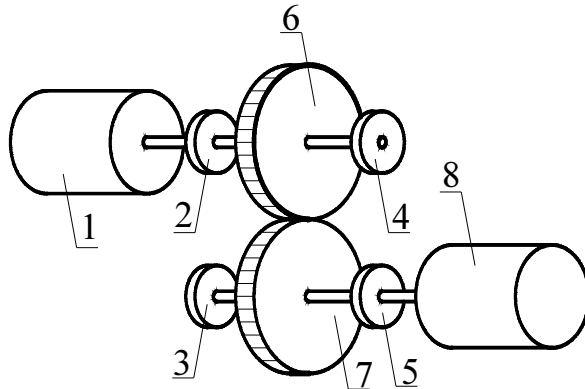
Pateiktas modelis gali būti naudojamas vieno laipsnio tiesiakrumplės pavaros su pažaidomis tyrimams.

Pavaros matematiniam modelyje priimtos prielaidos: krumpliaračių judėjimas tiriamas tik radialine kryptimi; atskiri elementai modeliuojami kaip kieti kūnai; vertinama išcentrinė jėga; vertinama sunkio jėga; veleno sukimosi greitis kintamas; veikia pastovi apkrova; įvertinti laisvumai guolyje, tarp krumpliaračio krumplių.

Naudojant pateiktą modelį, galima tirti krumplio įtrūkimą, krumplio lūžimą, krumplio viršutinės dalies lūžimą, darbinio paviršiaus ištrupėjimą, žingsnio paklaidas, tarpašinio atstumo paklaidas, krumpliaračio krumplio storio sumažėjimą. Galima tirti išvardytų pažaidų derinius.

Dinaminis modelis pateiktas 2.4 paveiksle. Pirmu numeriu pažymėtas elektros variklis, kurio pagrindiniai parametrai yra inercijos momentas I_1 ir pasisukimo kampas φ_1 . 2, 3, 4 ir 5 numeriais pažymėti riedėjimo guoliai, jų redukuotas standumas k_b ir redukuoto slopinimo koeficientas c_b . 6, 7 numeriu

pažymėti varantysis ir varomasis krumpliaračiai, kurių redukuoti inercijos momentai I_2, I_3 , redukuotos masės m_1, m_2 , pasisukimo kampai φ_2, φ_3 . 8 numeriu pažymėtas apkrovos elementas, kurio inercijos momentas I_4 , pasisukimo kampas φ_4 , apkrovos momentas M_4 .



2.4 pav. Pavaros modelis

Fig. 2.4. Gear model

Elektros variklio matematinis modelis užrašomas lygtimi (Bogdevičius 2008):

$$\dot{M}_1 = -d_v M_1 + c_v (\omega_0 - \dot{\varphi}_1); \quad (2.25)$$

čia M_1 – variklio sukimo momentas; d_v, c_v – elektros variklio parametrai; ω_0 – tuščiosios eigos kampinis greitis; $\dot{\varphi}_1$ – variklio kampinis greitis.

Sistemos sukamojo judėjimo aprašymas:

$$I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = M_1 - k_r (\varphi_1 - \varphi_2) - c_r (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2); \quad (2.26)$$

$$I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = k_r (\varphi_1 - \varphi_2) + c_r (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - M_2; \quad (2.27)$$

$$M_2 = F \cdot r'_{w1}; \quad (2.28)$$

$$I_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 = M_3 - k_r (\varphi_3 - \varphi_4) - c_r (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4); \quad (2.29)$$

$$M_3 = -F \cdot r'_{w2}; \quad (2.30)$$

$$I_4 \cdot \ddot{\varphi}_4 = k_r (\varphi_3 - \varphi_4) + c_r (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) - M_4; \quad (2.31)$$

čia k_r, c_r – veleno sukimosi standumo ir slopinimo koeficientai; M_2, M_3 – sukimo momentai; F – jėga sukabinime; r'_{w1}, r'_{w2} – kintami pradiniai spinduliai.

Krumpliaračių sukabinimas modeliuojamas remiantis 2.5 paveiksle pateikta schema.

čia $\delta_b (d_b)$ – laisvumas guoliuose (2.5 pav); $\delta_0 (d_0)$ – tarpelis tarp krumplių; $\psi_1 (y_1)$ – orientacijos kampas, pagal kurį nustatomas pavaros išdėstymas plokštumoje; $\alpha_{w1} (a_{w1})$ – kabinimosi kampas.

Tarpašinis atstumas susideda iš nominalaus (projektuojamo) tarpašinio atstumo a_0 ir geometrinės paklaidos ΔA :

$$a = a_0 + \Delta A. \quad (2.32)$$

Tarpašinio atstumo a_1 skaičiavimas:

$$a_{1y} = a_y - q_1 + q_3; \quad (2.33)$$

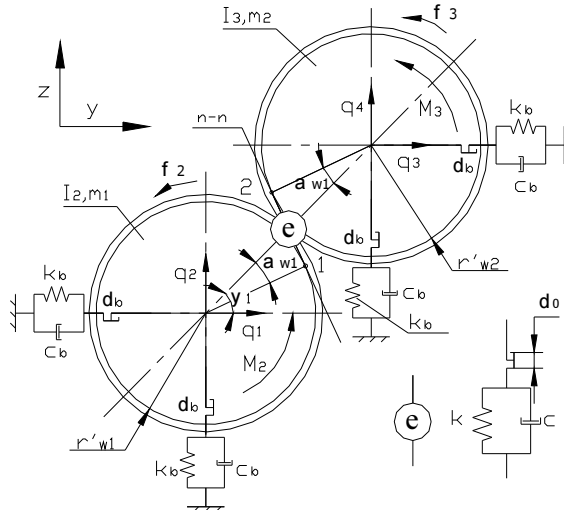
$$a_{1z} = a_z - q_2 + q_4. \quad (2.34)$$

Besikeičiant tarpašiniui atstumui keičiasi kabinimosi kampas, pradinis apskritimas didėja didėjant kabinimosi kampui α_w :

$$\alpha_{w1} = \arccos \frac{D_{b1} + D_{b2}}{2a_1}; \quad (2.35)$$

čia D_{bi} – i-ojo krumpliaračio pagrindinis skersmuo.

Taip pat keičiasi pradinių apskritimų spinduliai r'_{w1}, r'_{w2} .



2.5 pav. Krumpliaračių sukabinimas

Fig. 2.5. Gear meshing

1 ir 2 taškų poslinkiai išilgai tiesės, kuri yra abiejų krumpliaračių pagrindinių apskritimų liestinė (2.5 pav.):

$$u_1 = r'_{w1} \cdot \varphi_2 - q_1 \cdot \sin(\psi_1 - \alpha_{w1}) + q_2 \cdot \cos(\psi_1 - \alpha_{w1}); \quad (2.36)$$

$$u_2 = r'_{w2} \cdot \varphi_3 - q_3 \cdot \sin(\psi_1 - \alpha_{w1}) + q_4 \cdot \cos(\psi_1 - \alpha_{w1}); \quad (2.37)$$

$$\delta = u_2 - u_1. \quad (2.38)$$

1 ir 2 taškų greičiai (2.5 pav.):

$$\dot{u}_1 = r'_{w1} \cdot \dot{\varphi}_2 - \dot{q}_1 \cdot \sin(\psi_1 - \alpha_{w1}) + \dot{q}_2 \cdot \cos(\psi_1 - \alpha_{w1}); \quad (2.39)$$

$$\dot{u}_2 = r'_{w2} \cdot \dot{\varphi}_3 - \dot{q}_3 \cdot \sin(\psi_1 - \alpha_{w1}) + \dot{q}_4 \cdot \cos(\psi_1 - \alpha_{w1}); \quad (2.40)$$

$$\dot{\delta} = \dot{u}_2 - \dot{u}_1. \quad (2.41)$$

Jėga sukabinime:

$$F = -k \cdot \delta' - c \cdot \dot{\delta}'; \quad (2.42)$$

čia c – slopinimo koeficientas tarp dviejų krumpliaračių (2.5 pav.); k – standumo koeficientas, kuris yra nustatomas Kuang ir Yang metodu.

Tarpelis tarp dviejų krumpliaračių krumplių ir guoliuose įvertinamas:

$$\delta' = \begin{cases} \delta - \delta_0, & \text{kai } \delta > \delta_0 \\ 0, & \text{kai } -\delta_0 \leq \delta \leq \delta_0 \\ \delta + \delta_0, & \text{kai } \delta < -\delta_0 \end{cases}; \quad (2.43)$$

čia δ_0 – pasirenkamas pradinis tarpelis.

Jėga guoliuose nustatoma:

$$F_{bi} = -k_b \cdot q_i^{1.5} \left(1 + a_b \cdot (1 - e_n^2) \frac{\dot{q}_i}{\Delta} \right); \quad (2.44)$$

čia $i = 1, 2, 3, 4$ guolių numeris; k_b – guolio kontaktinis standumo koeficientas.

Penetracijos greitis:

$$\dot{\Delta} = 10^{-5} \sqrt{\frac{E}{\rho}}; \quad (2.45)$$

čia ρ – medžiagos tankis; a_b – koeficientas; e_n – restitucijos koeficientas; E – redukuotas tamprumo modulis.

Ašiniai krumpliaračių poslinkiai:

$$m_1 \cdot \ddot{q}_1 = F \cdot \sin(\psi_1 - \alpha_{w1}) + F_{b1}; \quad (2.46)$$

$$m_1 \cdot \ddot{q}_2 = -F \cdot \cos(\psi_1 - \alpha_{w1}) + F_{b2} - m_1 \cdot g; \quad (2.47)$$

$$m_2 \cdot \ddot{q}_3 = -F \cdot \sin(\psi_1 - \alpha_{w1}) + F_{b3}; \quad (2.48)$$

$$m_2 \cdot \ddot{q}_4 = F \cdot \cos(\psi_1 - \alpha_{w1}) + F_{b4} - m_2 \cdot g; \quad (2.49)$$

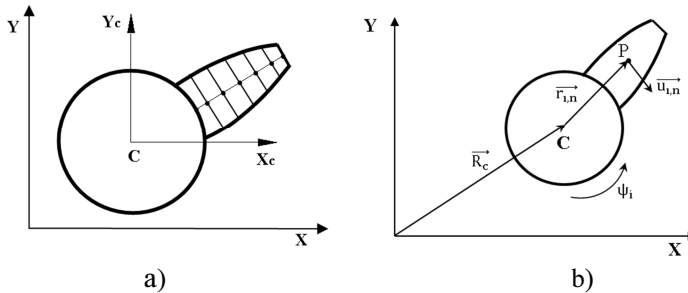
čia g – laisvojo kritimo pagreitis.

Pateiktame modelyje yra įvertintas kintamas standumas sukabinime, tarpelis sukabinime ir guoliuose, velenų disbalansas.

Modelio naujumas tas, kad tiriant pavaros dinamiką, kiekvienos iteracijos metu perskaičiuojamas tarpašinis atstumas. Modelyje naudojamas modifikuotas Kuang ir Yang metodas, sukabinimo standumas nustatomas įvertinant tarpašinio atstumo pokyčius.

2.2.2. Patikslintas tiesiakrumplės pavaros matematinis modelis

Naudojant prieš tai pateiktą modelį, gaunami geri rezultatai, kai yra žemi dažniai. Pavaros dinamikos tyrimams esant aukštiesiems dažniams reikalingas modelis, kuris turėtų daugiau laisvės laipsnių, tam vertinama kiekvieno krumplio deformacija (2.6 pav., a). Toks modelis buvo sukurtas ir yra pateiktas toliau. Detalus masių matricos ir vidinių jėgų elementų išvedimas pateiktas C priede.



2.6 pav. Krumplio schema: a) krumplio skaidymas į BE; b) taško P poslinkis
Fig. 2.6. Scheme for a gear tooth: a) tooth divided into finite elements; b) displacement of point P

Lygtims sudaryti naudojamas taško P padėties vektorius (2.6 pav., b):

$$\{R_{p_{i,n}}\} = \{R_c\} + [A(\psi_i)](\{r_{i,n}\} + \{u_{i,n}\}); \quad (2.50)$$

čia $\{R_c\}$ – vektorius nuo koordinačių pradžios iki krumpliaračio centro; $[A(\psi_i)]$ – i-ojo krumplio posūkio matrica; ψ_i – i-ojo krumplio pasisukimo kampas; vektorius $\{r_{i,n}\}$ nuo krumpliaračio centro iki taško P; r_i – krumpliaračio vainiko spindulys; n – baigtinio elemento numeris; $\{u_{i,n}\} = [N]\{q_{i,n}\}$ taško P poslinkio vektorius; $[N]$ – formos funkcijų matrica; $\{q_{i,n}\}$ – baigtinio elemento poslinkių vektorius.

Vektoriaus $\{R_{p,i,n}\}$ variacija yra lygi:

$$\{\delta R_{p,i,n}\} = [B_{i,n}]\{\delta q_{c,i}\} + [A(\psi_i)][N]\{\delta q_{i,n}\}; \quad (2.51)$$

čia matrica $[B_{i,n}] = [[E], -[A(\psi_i)]\widetilde{[R_{i,n}]}]$; $[E]$ – vienetinė matrica; $\widetilde{[R_{i,n}]}$ – antisimetrinė matrica vektoriaus $\{R_{i,n}\} = [\{r_{i,n}\} + \{u_{i,n}\}]$; vektorius $\{\delta q_{i,n}\} = [\delta R_{c,x} \quad \delta R_{c,y} \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad \delta \psi_i]^T$.

Taško P greitis yra lygus:

$$\{R_{\dot{p},i,n}\} = [B_{i,n}]\{q_{\dot{c},i}\} + [A(\psi_i)][N]\{q_{\dot{i},n}\}. \quad (2.52)$$

Taško P pagreitis yra lygus:

$$\begin{aligned} \{R_{\ddot{p},i,n}\} = & [B_{i,n}]\{q_{\ddot{c},i}\} + [\dot{B}_{i,n}]\{q_{\dot{c},i}\} + [A(\dot{\psi}_i)][N]\{q_{\dot{i},n}\} + \\ & + [A(\psi_i)][N]\{q_{\ddot{i},n}\}. \end{aligned} \quad (2.53)$$

Sutrumpintai lygtį (2.53) galima užrašyti:

$$\{R_{\ddot{p},i,n}\} = [B_{i,n}]\{q_{\ddot{c},i}\} + [A(\psi_i)][N]\{q_{\ddot{i},n}\} + a_v; \quad (2.54)$$

čia $a_v = [\dot{B}_{i,n}]\{q_{\dot{c},i}\} - [A(\psi_i)][N]\{\dot{q}_{i,n}\}\{\dot{\psi}_i\}$.

Judėjimo lygtims išvesti naudojamas D'alamberto principas:

$$\{\delta R_{p,i,n}\}^T \left(\int_m \{R_{\ddot{p},i,n}\} dm - \{F\} \right) = 0. \quad (2.55)$$

Išskleista forma:

$$\begin{aligned} \{\delta R_{p,i,n}\}^T \int_m \{R_{\ddot{p},i,n}\} dm = & \int_m \left(\{\delta q_{c,i}\}^T [B_{i,n}]^T + \{\delta q_{i,n}\}^T [N]^T [A(\psi_i)]^T \right) \cdot \\ & \cdot ([B_{i,n}]\{q_{\ddot{c},i}\} + [A(\psi_i)][N]\{q_{\ddot{i},n}\} + a_v) dm. \end{aligned} \quad (2.56)$$

Iš (2.56) lygties formuojama dviejų krumpliaračių masių matrica:

$$[M] = \begin{bmatrix} [M_{C1}] & [M_{C1,i,n}] & 0 & 0 \\ [M_{C1,i,n}]^T & [M_{1,i,n}] & 0 & 0 \\ 0 & 0 & [M_{C2}] & [M_{C2,i,n}] \\ 0 & 0 & [M_{C2,i,n}]^T & [M_{2,i,n}] \end{bmatrix}; \quad (2.57)$$

čia $[M_{C1}]$, $[M_{C2}]$ – varančiojo ir varomojo krumpliaračių masių matricos.

Bendru atveju:

$$[M_C] = \int_m [B_{i,n}]^T [B_{i,n}] dm; \quad (2.58)$$

$[M_{1,i,n}]$ – išvedama varančiajam ir varomajam krumpliaračiams:

$$[M_{i,n}] = \int_m [N]^T [A(\psi_i)]^T [A(\psi_i)] [N] dm; \quad (2.59)$$

čia $[M_{1,i,n}]$ – i-ojo krumplio masių matrica, matricos persidengia, kadangi skirtingi baigtiniai elementai turi bendrus mazgus.

Nustatomas ryšys tarp krumpliaračio vainiko ir atskirų krumplių:

$$[M_{C,i,n}] = \int_m [N]^T [A(\psi_i)]^T [B_{i,n}] dm. \quad (2.60)$$

Iš (2.55) lygties gauname vidinių jėgų išraišką:

$$\begin{aligned} \{F\} = & - \int_m \left([B_{i,n}]^T + [N]^T [A(\psi_i)]^T \right) \cdot \\ & \cdot ([B_{i,n}] \{\dot{q}_{c,i}\} + [\widetilde{\psi}_i] [A(\psi_i)] [N] \{\dot{q}_{i,n}\}) dm; \end{aligned} \quad (2.61)$$

arba:

$$\{F_i\} = \begin{Bmatrix} F_{c1} + F_{c2} \\ F_{e1} + F_{e2} \end{Bmatrix}, i = 1, 2;$$

čia:

$$\{F_{c1}\} = - \int_m [B_{i,n}]^T [\dot{B}_{i,n}] \{\dot{q}_{c,i}\} dm; \quad (2.62)$$

$$\{F_{c2}\} = - \int_m [B_{i,n}]^T [\widetilde{\psi}_i] [A(\psi_i)] [N] \{\dot{q}_{i,n}\} dm; \quad (2.63)$$

$$\{F_{e1}\} = - \int_m [N]^T [A(\psi_i)]^T [\dot{B}_{i,n}] \{\dot{q}_{c,i}\} dm; \quad (2.64)$$

$$\{F_{e2}\} = - \int_m [N]^T [A(\psi_i)]^T [\widetilde{\psi}_i] [A(\psi_i)] [N] \{\dot{q}_{i,n}\} dm. \quad (2.65)$$

Varančiojo ir varomojo krumpliaračių vidinių jėgų vektoriai:

$$\{F\} = \begin{Bmatrix} \{F_1\} \\ \{F_2\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{c1}1 + F_{c2}1 \\ F_{e1}1 + F_{e2}1 \end{Bmatrix} \\ \begin{Bmatrix} F_{c1}2 + F_{c2}2 \\ F_{e1}2 + F_{e2}2 \end{Bmatrix} \end{Bmatrix}. \quad (2.66)$$

Modelyje naudojami strypiniai baigtiniai elementai, turintys 6 laisvės laipsnius.

Krumpliaračio i-ojo krumplo, n-ojo baigtinio elemento standumo matricą galima užrašyti:

$$[k_{i,n}] = \int_0^1 \frac{EI(\xi)_{i,n}}{L_{i,n}} \left(\frac{d^2 N_{v,w}}{d\xi^2} \right)^T \frac{d^2 N_{v,w}}{d\xi^2} d\xi + \int_0^1 \frac{EA(\xi)_{i,n}}{L_{i,n}} \left(\frac{dN_u}{d\xi} \right)^T \frac{dN_u}{d\xi} d\xi; \quad (2.67)$$

čia $A_{i,n}$ – i-ojo krumplo, n-ojo elemento skerspjūvio plotas, kuris apskaičiuojamas:

$$\begin{aligned} A_{i,n}(\xi) = & A_{i,k} \cdot H(\xi)_{01} + H(\xi)_{11} \cdot \frac{dA_{i,k}}{d\xi} + \\ & + A_{i,k+1} \cdot H(\xi)_{02} + H(\xi)_{12} \cdot \frac{dA_{i,k+1}}{d\xi}; \end{aligned} \quad (2.68)$$

čia $A_{i,k}$ – skerspjūvio plotas n-ojo elemento pradžioje; $A_{i,k+1}$ – skerspjūvio plotas n-ojo elemento pabaigoje; $H(\xi)$ – Ermito daugianariai.

$I_{i,n}$ – i-ojo krumplo, n-ojo elemento skerspjūvio geometrinis inercijos momentas, išreiškiamas iš skerspjūvio ploto. $L_{i,n}$ – i-ojo krumplo, n-ojo elemento ilgis; ξ – bedimensė koordinatė (kinta nuo 0 iki 1), parodo, kurioje baigtinio elemento vietoje pridėta jėga; E – medžiagos tamprumo modulis; $N_{u,v,w}$ – formos funkcijų matricos elementai: tempimo, lenkimo, sukimo.

BE standumo galutinė išraiška:

$$k_{i,n} = \begin{vmatrix} \frac{EA_{i,n}}{L_{i,n}} & 0 & 0 & -\frac{EA_{i,n}}{L_{i,n}} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EI_{i,n}}{L_{i,n}^3} & \frac{6EI_{i,n}}{L_{i,n}^2} & 0 & -\frac{12EI_{i,n}}{L_{i,n}^3} & \frac{6EI_{i,n}}{L_{i,n}^2} \\ 0 & \frac{6EI_{i,n}}{L_{i,n}^2} & \frac{4EI_{i,n}}{L_{i,n}} & 0 & -\frac{6EI_{i,n}}{L_{i,n}^2} & \frac{2EI_{i,n}}{L_{i,n}} \\ -\frac{EA_{i,n}}{L_{i,n}} & 0 & 0 & \frac{EA_{i,n}}{L_{i,n}} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{12EI_{i,n}}{L_{i,n}^3} & -\frac{6EI_{i,n}}{L_{i,n}^2} & 0 & \frac{12EI_{i,n}}{L_{i,n}^3} & -\frac{6EI_{i,n}}{L_{i,n}^2} \\ 0 & \frac{6EI_{i,n}}{L_{i,n}^2} & \frac{2EI_{i,n}}{L_{i,n}} & 0 & -\frac{6EI_{i,n}}{L_{i,n}^2} & \frac{4EI_{i,n}}{L_{i,n}} \end{vmatrix}. \quad (2.69)$$

Iš atskirų elementų matricų formuojama krumpliaračio i-ojo krumplo matrica $[k_i]$, matricos persidengia, kadangi skirtingi baigtiniai elementai turi bendrus mazgus (čia nepateikta).

Formuojama guolio standumo matrica:

$$[k_{i,g}] = \begin{bmatrix} k_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_y & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad (2.70)$$

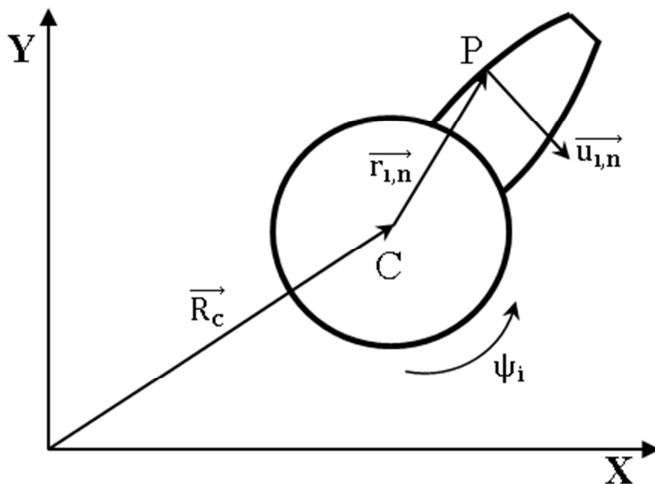
Formuojama bendra sistemos standumo matrica:

$$[K] = \begin{bmatrix} [k_{1,g}] & 0 & 0 & 0 \\ 0 & [k_i] & 0 & 0 \\ 0 & 0 & [k_{2,g}] & 0 \\ 0 & 0 & 0 & [k_i] \end{bmatrix}. \quad (2.71)$$

Slopinimo matrica formuojama:

$$[C] = \alpha[K] + \beta[M]; \quad (2.72)$$

čia $[K]$ – bendra sistemos standumo matrica; $[M]$ – bendra sistemos masių matrica; α ir β – koeficientai, jeigu standumo matricos elementas lygus nuliui, slopinimo matricos elementas irgi prilyginamas nuliui.



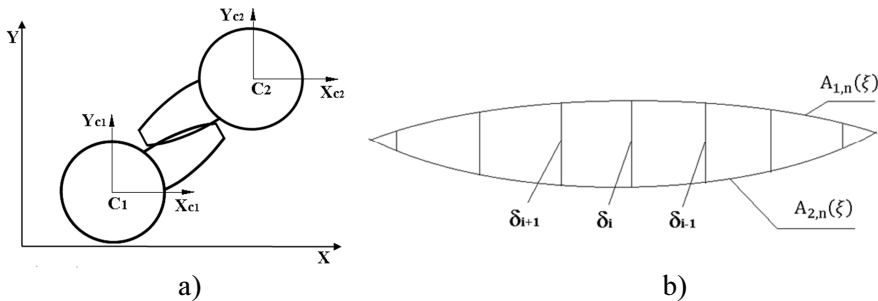
2.7 pav. Krumpčio profilio taško P poslinkio schema

Fig. 2.7. Displacement of gear teeth profile point P

Kontaktiniam uždaviniui spręsti kuriama krumpliaračių krumplių profilio geometrija (2.7 pav.), remiantis (2.50) lygtimi:

$$\begin{aligned} \{Rp_{i,n}\} &= \{R_c\} + [A(\psi_i)](\{r_{i,n}\} + \{u_{i,n}\}) = \\ &= \{R_c\} + [A(\psi_i)] \left(\begin{Bmatrix} r_i + nL_i + \xi L_i \\ \frac{S_{i,n}}{2} \\ 0 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} u_{i,x} \\ u_{i,y} \\ 0 \end{Bmatrix} \right). \end{aligned} \quad (2.73)$$

Skirtumas nuo (2.50) tik tas, kad vertinamas krumplio storis y kryptimi. Viena krumplyje nustatoma k profilio koordinačių reikšmių (šiuo atveju 1000), kurios ir sudaro krumplio profilį. Tarpusavyje taškai jungiami tiesėmis, taip sudaromi visų krumplių profiliai. Nustatoma, ar varančiojo ir varomojo krumpliaračių krumpliai turi bendrą susikirtimo tašką. Jeigu taškai surandami, tai reiškia, kad krumpliaračiai yra įsiseigę vienas į kitą, kontakto vietoje atsiranda plotas, kur krumpliaračiai persidengia (2.8 pav., a). Tas plotas dalijamas į j atkarpų (šiuo atveju 100), surandama, koks yra krumplių persidengimas skirtingose kontakto vietose δ_i , čia $i = j-1$ (2.8 pav., b).



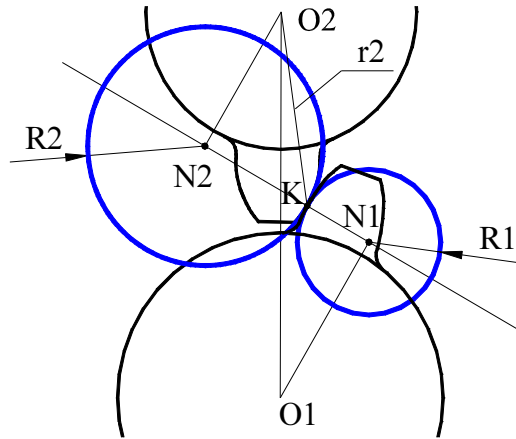
2.8 pav. Krumpliaračių kontaktas: a) krumplių persidengimas; b) kontakto vietos detalizavimas

Fig. 2.8. Gear contact: a) tooth intersection; b) elaboration of contact region

Kontaktinis standumas nustatomas naudojant evolventinio sukabinimo teoriją. Kontaktas bet kokiame sukabinimo taške K prilyginamas dviejų cilindrų kontaktui (2.9 pav.). Vieno cilindro spindulys $R2 = N2K$, antro cilindro $R1 = N1K$. Kontaktinis standumas (Pereira *et al.* 2011):

$$k = \frac{\pi \cdot E}{2 \cdot (1 - \mu^2)} \left(\frac{2}{3} + \log \left(\frac{4R1}{b1} \right) + \log \left(\frac{4R2}{b2} \right) \right); \quad (2.74)$$

čia E – krumpliaračių redukuotas tamprumo modulis; μ – krumpliaračių Puasono koeficientas; b_i – i -ojo krumpliaračio plotis.



2.9 pav. Krumpliaračių krumplių kontaktas

Fig. 2.9. Gear tooth contact

Kadangi kontakto plotas mažas, daroma prielaida, kad kontaktinis standumas vienodas per visą kontaktą. Nustatoma jėga, veikianti kontakte:

$$Q = \sum_{i=1}^n Q_i = \sum_{i=1}^n k_i \delta_i. \quad (2.75)$$

Vidutinis kontaktinis standumas:

$$k_i = \frac{k}{n}; \quad (2.76)$$

čia n – bendras δ_i atkarpų skaičius (šiuo atveju 99).

Atliekant tolesnius skaičiavimus, naudojama jėga ne Q , o Q_i . Nustatoma, kuriuose baigtiniuose elementuose veikia jėgos Q_i , jos projektuojamos į tų baigtinių elementų mazgus. Gaunamos jėgos, apkraunančios krumplio baigtinius elementus x , y kryptimis, taip pat momentai apie z ašį. Daroma prielaida, kad krumplys pritvirtintas prie vainiko standžiai, t. y. pirmo baigtinio elemento pirmi trys mazgai užtvirtinti nejudamai, nustatomos reakcijos į krumpliaračio vainiką. Jėgos, kurių reikšmės yra lygios reakcijoms, tačiau priešingomis kryptimis apkrauna krumpliaračio guolius ir sukuria sukimo momentą, kuris suka krumpliaratį, taip sudaromas krumpliaračio kontaktinės jėgos vektorius. Analogiškas algoritmas taikomas kitam krumpliaračiui. Atlikus visus veiksmus sudaromas sistemos kontaktinių jėgų vektorius $\{Q\}$, kuris įrašomas į bendrą lygčių sistemą:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} + [C]\{\dot{q}\} + \{F\} = \{Q\}; \quad (2.77)$$

čia $\{q\}, \{\dot{q}\}, \{\ddot{q}\}$ – poslinkių, greičių, pagreičių vektoriai. Uždaviniui spręsti naudojamas Rungės-Kuto ketvirtos eilės skaitinis metodas.

Modelio naujumas tas, kad pateiktas kombinuotas matematinis pavaros modelis, krumpliai modeliuojami BEM, krumplio vainikas nedeformuojamas, t. y. koncentruotų parametrų metodu. Tai leidžia sumažinti skaičiavimo laiką. Kontaktas aprašytas naudojant Herco teoriją, krumplio profilis nustatomas kaip funkcija, taip vertinamas šiurkštumas. Kontaktuojantys plotai ir kontaktinės jėgos nustatomos kiekvienoje iteracijoje.

2.3. Antrojo skyriaus išvados

1. Sukurtas rutulinio riedėjimo guolio matematinis modelis. Modelyje yra įvertinti tarpeliai tarp riedėjimo elementų ir guolio žiedų, kintamas standumas, žiedų banguotumas ir veleno disbalansas. Naudojant sukurtą modelį, galima tirti riedėjimo guolių su pažaidomis dinامينius procesus. Į modelį galima įvesti išorinio ir vidinio žiedų, riedėjimo elementų pažaidas, taip pat jų derinius. Modelį galima pritaikyti ritiniams guoliams, dvieiliams guoliams.
2. Sukurtas tiesiakrumplės pavaros matematinis modelis. Modelyje yra įvertinti tarpeliai tarp krumplių, kintamas standumas, tarpašinio atstumo pokytis dirbant pavarai. Naudojant pateiktą modelį, galima tirti krumplio įtrūkimą, krumplio lūžimą, krumplio viršutinės dalies lūžimą, darbinio paviršiaus ištrupėjimą, žingsnio paklaidas, tarpašinio atstumo paklaidas, krumpliaračio krumplio storio sumažėjimą. Galima tirti išvardytų pažaidų derinius.
3. Sukurtas tiesiakrumplės pavaros matematinis modelis. Modelyje įvertinta krumplių deformacija. Naudojant pateiktą modelį galima atskirai aprašyti kiekvieno krumplio geometriją, profilį. Nustatyti kontakto vietą ir plotą, jėgą sukabinime ir kitus parametrus.

Transporto mašinų transmisijos elementų eksperimentiniai tyrimai

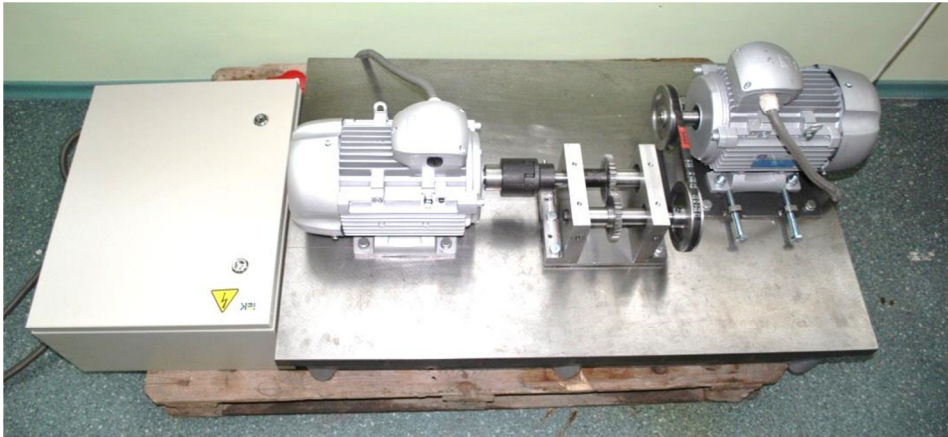
Trečiajame skyriuje pateikti trijų eksperimentų aprašymai. Pirmame eksperimente buvo tiriama rutulinio guolio su pažaidomis dinamika, antrame eksperimente buvo tiriama tiesiakrumplės pavaros su pažaidomis dinamika, trečiame buvo tiriama hipoidinės pavaros su pažaidomis dinamika.

Šio skyriaus medžiaga buvo publikuota straipsnyje Bogdevičius ir Skrickij (2013).

3.1. Rutulinių riedėjimo guolių su pažaidomis eksperimentiniai tyrimai

Atliekant eksperimentus variklio sūkliai ir diržinės pavaros įtempimas buvo pastovūs.

Riedėjimo guolių su pažaidomis eksperimentiniams tyrimams atlikti buvo naudojamas stendas, pateiktas 3.1 paveiksle. Krumpliaračiai buvo pašalinti, veikė tik variklis, esantis iš dešinės, kuris per diržinę pavarą suko veleną. Tiriamas guolis buvo įmontuotas į guoliavietę prie diržinės pavaros.



3.1 pav. Tiesiakrumplių pavarų ir riedėjimo guolių dinaminių parametų tyrimo stendas
Fig. 3.1. Test rig for spur gear and bearings dynamic research

3.1.1. Riedėjimo guolių tyrimams naudojama matavimo įranga

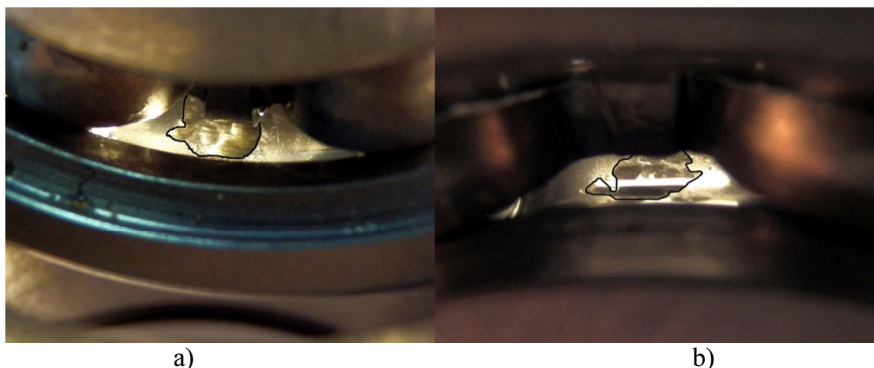
Matavimai buvo atliekami naudojant du prietaisus, kurie yra skirti virpesių ir akustinės emisijos signalams fiksuoti. Virpesių analizatorius *Brüel & Kjær Vibrotest-60*, su pjzoelektriniu akcelerometru *AS-065*, kurio jautrumas 100 mV/g ($\pm 5\%$), dažnio intervalas 1 Hz – 15 kHz (± 3 dB). Akustinės emisijos matavimo prietaisas *Mistras Pocket AE-2*, jutiklis R15 alfa, rezonansinis dažnis 131,84 kHz, maksimalus jautrumas 61,58 dB, paklaida $\pm 1,5$ dB.

Abu prietaisai yra specialios paskirties. Jie naudojami diagnostikai atlikti, tačiau turi trūkumų. Naudojant *Vibrotest 60* negalimas signalo priklausomybės nuo laiko įrašymas, duomenys iš karto apdorojami, pateikiami RMS ar FFT pavidalu. *Pocket AE-2* prietaisu galima įrašyti signalo priklausomybę nuo laiko, maksimalus failo dydis 15 000 signalo reikšmių.

3.1.2. Riedėjimo guolių eksperimento aprašymas

Eksperimento metu nustatytos dinaminės guolio savybės su pažaidomis. Nagrinėjami du pažeisti guoliai: pirmas su išorinio žiedo pažaida (3.2 pav., a), antras su vidinio žiedo pažaida (3.2 pav., b).

Jutikliai tvirtinami vertikalia kryptimi. Taikant VS metodą duomenys buvo apdoroti naudojant FFT. Gaunamas spektras nuo 0 iki 500 Hz. Naudojant AE įrangą gaunama amplitudės priklausomybė nuo laiko, duomenų fiksavimo dažnis buvo 100 kS/s.



3.2 pav. Guolis su pažaida: a) I atvejis išorinio žiedo pažaida; b) II atvejis vidinio žiedo pažada

Fig. 3.2. A bearing with a defect: a) defect in the outer race; b) defect in the inner race

3.2. Tiesiakrumplės pavaros su pažaidomis eksperimentiniai tyrimai

Tiriama tiesiakrumplė cilindrinė pavara be tepimo. Perdavimo skaičius 1, krumplių skaičius 30, modulis 2,5 mm. Tyrimų metu sūkliai pastovūs, apkrova pastovi.

Tyrimams pasirinktas stendas, pateiktas 3.1 paveiksle. Stende sumontuoti du varikliai, kurių nominalus sukimosi dažnis 1500 aps/min. Vienas variklis dirbo variklio režimu, kitas buvo skirtas apkrovai sudaryti.

3.2.1. Tiesiakrumplės pavaros tyrimams naudojama matavimo įranga

Kompiuterinis osciloskopas MTX 1054. Gaunami neapdoroti duomenys voltais. Prietaiso charakteristikos: kanalų skaičius 4, 150 MHz, 10 bit, intervalas nuo 2,5 mV iki 100 V/div. Pjezoelektrinis akcelerometras *AS-065*, jautrumas 100 mV/g ($\pm 5\%$), paklaida dažnio intervale 1 Hz – 15 kHz sudaro ± 3 dB. *Mistras Pocket AE-2*, jutiklis R15 alfa, rezonansinis dažnis 131,84 kHz, maksimalus jautrumas 61,58 dB. Paklaida $\pm 1,5$ dB.

3.2.2. Tiesiakrumplės pavaros eksperimento aprašymas

Stende sumontuoti du tiesiakrumpliai krumpliaračiai. Matuojami virpesiai ant guoliavietės vertikalia kryptimi.

Nagrinėjami atvejai: pavara be pažaidos, nuo varančiojo krumpliaracio krumplio nupjauta 1 mm, nuo varančiojo krumpliaracio krumplio nupjauta 2 mm (3.3 pav.). Matuojama po 5 kartus taikant VS ir AE metodus.



3.3 pav. Krumpliaratis su pažaida

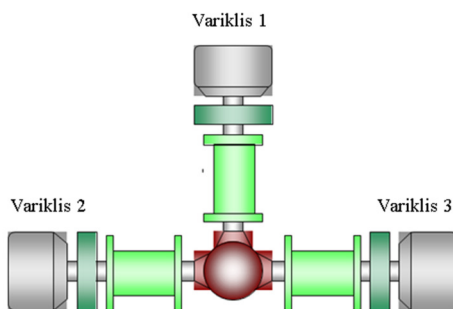
Fig. 3.3. A gear with a defect

3.3. Hipoidinės pavaros su pažaidomis eksperimentiniai tyrimai

Tyrimai atlikti Ilmenau technologijos universitete (Vokietija). Tyrimams pasirinkta automobilio hipoidinė pavara (perdavimo skaičius 3,38). Pavara sumontuota stende, kuris pateiktas 3.4 paveiksle, a.



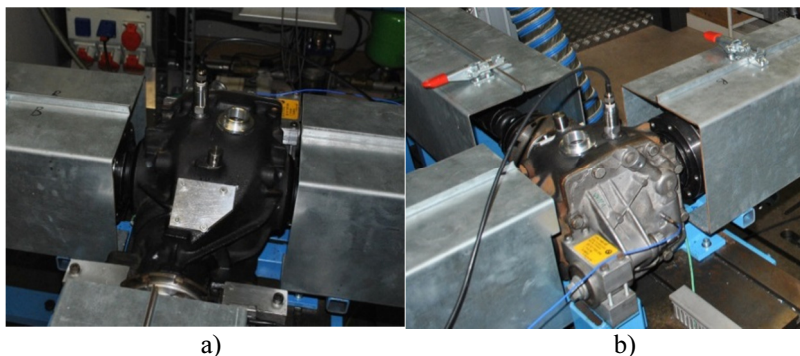
a)



b)

3.4 pav. Hipoidinės pavaros tyrimo stendas: a) bendras vaizdas; b) stendo principinė schema

Fig. 3.4. A test rig for the hypoid gear: a) overall picture; b) scheme



3.5 pav. Hipoidinės pavaros tyrimo stendas: a) hipoidinės pavaros korpusas; b) jutikliai, užtvirtinti ant korpuso

Fig. 3.5. A test rig for the hypoid gear: a) gear housing; b) sensors on gear housing

3.1 lentelė. Hipoidinės pavaros tyrimo stendo charakteristikos

Table 3.1. Characteristics of the test rig for the hypoid gear

Charakteristikos	1 variklis	2 variklis	3 variklis
P_{\max}	190 kW	190 kW	135 kW
P_{nom}	160 kW	145 kW	90 kW
M_{\max}	390 Nm	725 Nm	1740 Nm
M_{nom}	345 Nm	570 Nm	1160 Nm
n_{\max}	12 000 aps/min	7200 aps/min	2600 aps/min

Stendo pagrindinės charakteristikos pateiktos 3.1 lentelėje, o jo principinė schema 3.4 paveiksle, b.

3.3.2. Hipoidinės pavaros tyrimams naudojama matavimo įranga

VS matuoti buvo naudojamas *Sinus Harmonie* duomenų kaupiklis, duomenų fiksavimo dažnis 51 200 S/s, jutikliai: *353B16* 10 mV/g, dažnio intervalas 0,35–30 000 Hz (± 5 dB); *AS-065* 100 mV/g, dažnio intervalas 1–15 000 Hz (± 3 dB). Jutikliai sumontuoti ant hipoidinės pavaros korpuso (3.5 pav., b).

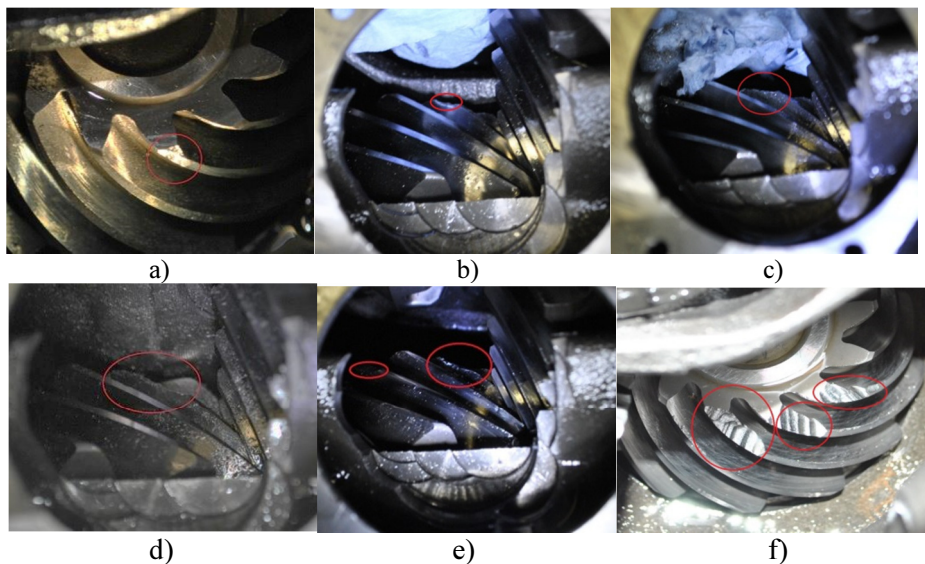
AE matuoti buvo naudojamas NI USB-6366 duomenų kaupiklis, duomenų fiksavimo dažnis 204 800 S/s, jutiklis: *R15 alfa*, rezonansinis dažnis 75 kHz. Jutiklis sumontuotas ant korpuso (3.5 pav., b).

VS duomenų fiksavimo dažnis parinktas 51 200, kadangi VS jutiklis veikia tik iki 30 kHz, AE SR 204 800 S/s, 4 kartus didesnis nei VS atveju, taip gaunami

du papildomi dažnio intervalai, o likusieji tokie pat kaip ir VS atveju ir galima juos lyginti.

3.3.3. Hipoidinės pavaros eksperimento aprašymas

Eksperimento metu nustatytos dinaminės hipoidinės pavaros savybės be pažeidų ir su pažeidimais. Pasirinkti hipoidinės pavaros 5 skirtingi varančiojo krumpliaračio sukimosi greičiai 1000, 2000, 3000, 4000, 5000 aps/min ir penki apkrovimo momentai 25, 50, 75, 100, 125 Nm. Kiekviena hipoidinės pavaros būklė (nuo 0 iki 6) buvo tiriama 25 skirtingais atvejais. Hipoidinės pavaros yra projektuojamos gerokai didesniai sukimo momentui, tačiau atliekant diagnostiką atsiranda problemų dėl pavaros apkrovimo, todėl tikslinga sukurti diagnostikos algoritmą, kuris leistų diagnozuoti pažeidas, kai sukimo momentai yra santykinai maži.



3.6 pav. Varančiojo krumpliaračio pažeidos: a) 1 būklė; b) 2 būklė; c) 3 būklė; d) 4 būklė; e) 5 būklė; f) 6 būklė

Fig. 3.6. Defects of the hypoid gear: a) condition 1; b) condition 2; c) condition 3; d) condition 4; e) condition 5; f) condition 6

Tyrimo metu naudotas *Castrol Syntrax Long Life 75W-90* tepalas. Eksperimentų metu tepalas ir jo kiekis keičiami nebuvo. Atlikus mokslinių darbų analizę nustatyta, kad tepalo temperatūros kitimas pavaroje labai veikia matavimų rezultatus, todėl atliekant eksperimentus tepalo temperatūra buvo

palaikoma $T = 55 \pm 2$ °C. Tokia tepalo temperatūra nusistovi, kai pavara veikia esant 3000 aps/min ir 75 Nm. Esant kitoms apkrovoms ir sukimosi greičiams temperatūra buvo palaikoma kondicionavimo sistema, kuri pateikta 3.4 paveiksle, a.

Matuojant VS ir AE signalus, kiekvieno matavimo trukmė $t = 1$ s. Kiekvienas matavimas kartojamas 5 kartus, rezultatai apdorojami pasirinkus hipotezę, kad pasiskirstymo dėsnis yra normalus, pasiklovimo intervalas 95 %.

Tiriamos 7 skirtingos hipoidinės pavaros būklės: kai nėra pažaidos – 0 būklė; kai yra pažaida viename krumpliaračio krumplyje – 1 būklė (3.6 pav., a); toliau krumplio pažaida didinama tam tikrais žingsniais. Taip gautos 2, 3 ir 4 būklės (3.6 pav., b, c ir d); kai pažaidos yra ant dviejų krumplių – 5 būklė (3.6 pav., e) ir kai pažaidos yra ant trijų krumplių – 6 būklė (3.6 pav., f). Kiekviena hipoidinės pavaros būklė (nuo 0 iki 6) buvo tiriama 25 skirtingais atvejais.

3.4. Trečiojo skyriaus išvados

1. Atliekant tyrimus akustinės emisijos metodu, tiriant guolį ir tiesiakrumplę pavarą jutiklis buvo sumontuotas ant guoliavietės. Tiriant hipoidinę pavarą ant pavaros korpuso, o ne tiesiogiai ant krumpliaračio su pažaida, kaip tai darė kiti tyrėjai. Sukurta diagnostikos metodika leido išskirti naudingą signalą ir aptikti pažaidas pavaroje.
2. Hipoidinės pavaros su pažaidomis dinaminiais procesams tirti eksperimentiniu būdu pritaikytas stendas, kuris skirtas pavaros naudingumo koeficientui nustatyti. Stende sumontuota kondicionavimo sistema leido palaikyti tepalo temperatūrą siaurame intervale 55 ± 2 °C. Taip pat virpesių ir akustinės emisijos analizatoriai buvo suderinti tarpusavyje ir prijungti prie bendros sistemos, tai leido tirti dinامينius procesus tuose pačiuose dažnio intervaluose, žinant, kokie yra įrenginio sūkliai, apkrovimo momentas ir tepalo darbinė temperatūra.

Matematinio modeliavimo ir eksperimentinių tyrimų rezultatų analizė

Ketvirtajame syriuje pateikti riedėjimo guolio, krumpliaratinės pavaros matematinių modelių (2 skyrius) modeliavimo rezultatai, jie palyginti su eksperimentiniais tyrimais (3 skyrius), atlikta rezultatų analizė. Pateikti hipoidinės pavaros eksperimentinių tyrimų rezultatai, atlikta rezultatų analizė.

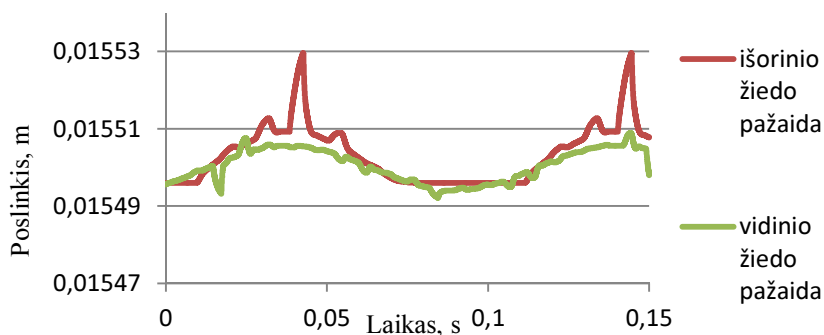
Šio skyriaus medžiaga buvo publikuota straipsniuose: Bogdevičius ir Skrickij (2013), Skrickij ir Bogdevičius (2010).

4.1. Riedėjimo guolio su pažaidomis matematinio modeliavimo rezultatų analizė

Tyrimų objektu parinktas riedėjimo guolis 6004. Guolio pradiniai duomenys: vidinio žiedo spindulys $r = 12,375 \text{ mm}$; išorinio žiedo spindulys $R = 18,675 \text{ mm}$; riedėjimo elemento spindulys $r_f = 3,175 \text{ mm}$; riedėjimo elementų skaičius $N_b = 9$, rotoriaus kampinis greitis $\omega = 155,13 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$; pastovi

jėga horizontalia kryptimi $F = 50 \text{ N}$; suminis tarpelis tarp vidinio žiedo riedėjimo elementų ir išorinio žiedo $\gamma = 10 \text{ mkm}$.

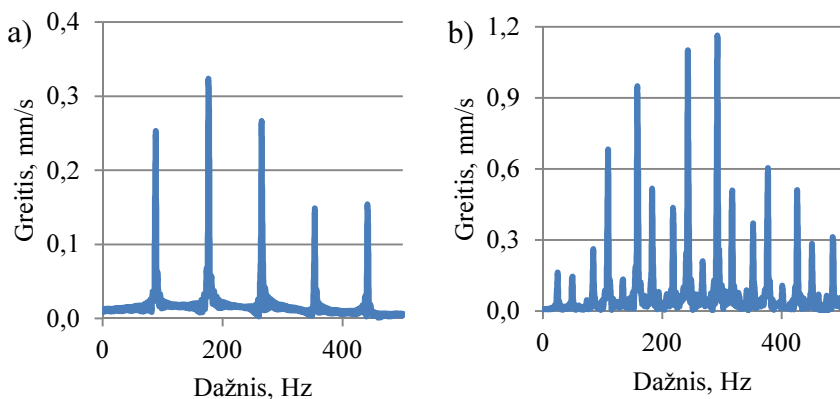
Modeliavimo metu gauti parametrai: veleno pagreičiai, greičiai, poslinkiai vertikalia ir horizontalia kryptimis, taip pat riedėjimo elementų pagreičiai, greičiai, poslinkiai. 4.1 paveiksle pateiktas 1-ojo riedėjimo elemento poslinkio q_{2+1} (2.1 pav.) kitimo nuo laiko grafikas.



4.1 pav. Riedėjimo elemento poslinkiai guolio centro atžvilgiu

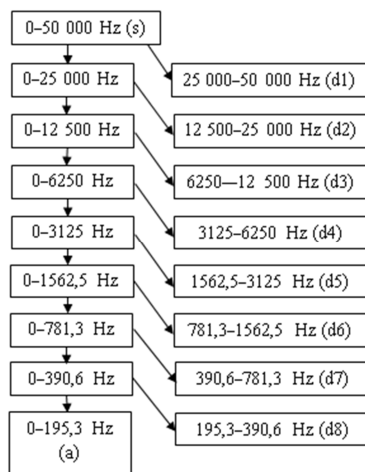
Fig. 4.1. Displacements of the bearing ball element

Toliau pateikti rezultatai, kuriuos galima lyginti su eksperimento rezultatais.



4.2 pav. Guolio greičio spektrai vertikalia kryptimi: a) išorinio žiedo pažaida; b) vidinio žiedo pažaida

Fig. 4.2. The spectrum of bearing velocity in the vertical direction: a) defect in the outer race; b) defect in the inner race



4.3 pav. Signalų skaidymas į dažnio intervalus

Fig. 4.3. Signal decomposition into frequency intervals

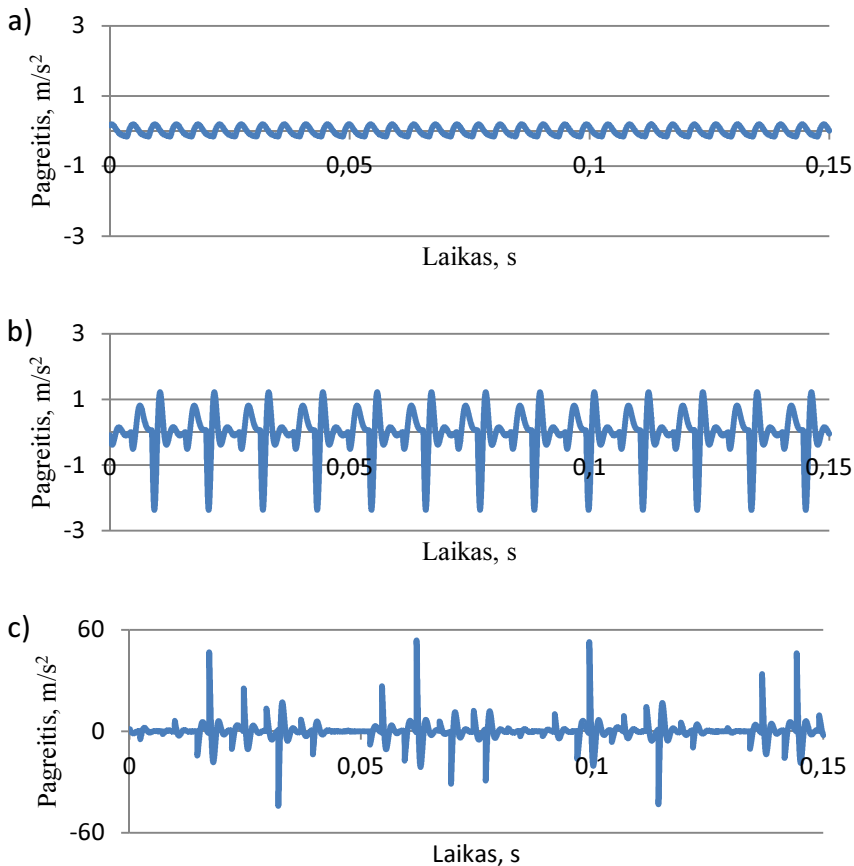
Duomenims vaizduoti pasirinktas greičio spektras vertikalia kryptimi (4.2 pav., a). IŽP pasireiškia BPFO dažniu (88,8 Hz), spektre gerai matomos harmonikos. Vidinio žiedo pažaida pasireiškia kitaip, negu išorinio. Charakteringo dažnio BPFI (134,5 Hz) harmonikos yra daug mažesnės pagal amplitudę negu harmonikos, nutolusios nuo charakteringo dažnio rotorius sukimosi dažniu (4.2 pav., b). Galima teigti, kad modelis veikia gerai, kadangi atliekant eksperimentinius tyrimus, esant vidinio žiedo pažaidai, tos harmonikos dažniausiai yra didesnės už BPFI.

Norint tirti guolio dinamiką, kai yra aukštesni dažniai, reikia pasitelkti pagreitį, o ne greitį, nes atlikus integravimą dalis informacijos dings.

Guolio virpesių pagreičio priklausomybė nuo laiko pavaizduota 4.4 pav., a) kai sistemoje nėra pažaidos, b) kai sistemoje yra išorinio žiedo pažaida, c) kai sistemoje yra vidinio žiedo pažaida.

Duomenys skleidžiami naudojant Vilnelių transformaciją, naudojama Dobeši 5 eilės Vilnelių transformacija, rezultatai pateikti D priede (D1 pav., D2 pav., D3 pav.). Intervalai 0–195,3 Hz (a), 195,3–390,6 Hz (d8), 390,6–781,3 Hz (d7) esant mažiems dažniams yra mažai informatyvūs, tačiau nuo d6 iki d8 labai gerai matyti smūgiai (D1 pav.).

Signalas, kai pažaida yra išoriniame žiede, pateiktas 4.4 paveiksle, b. Išskleidus signalą, matoma ta pati priklausomybė (D2 pav.), smūgiai prasideda nuo d6 ir tęsiasi iki d1 dažnio intervalo.



4.4 pav. Veleno pagreitis vertikalioje kryptimi: a) kai guolis neturi pažaidos; b) pažaida išoriniame žiede; c) pažaida vidiniame žiede

Fig. 4.4. The acceleration of the rotor in the vertical direction: a) bearing without a defect; b) with a defect in the outer race; c) with a defect in the inner race

Nagrinėjant signalą, kai pažaida yra vidiniame žiede (4.4 pav., c), pastebimas amplitudžių padidėjimas. Tai gali būti paaiškinta tuo, kad pažaida yra vidiniame žiede, kuris yra užmontuotas ant veleno, kurio virpesiai ir pateikti. O kai buvo nagrinėjama išorinio žiedo pažaida, ten signalas buvo slopinamas, kol pareidavo ant veleno. Signalas pasiskirstymas dažnio intervaluose išliko toks pat (D3 pav.), smūgiai prasideda nuo d_6 ir tęsiasi iki d_1 dažnio intervalo.

4.1 lentelė. Naudojami diagnostiniai parametrai**Table 4.1.** Used diagnostic parameters

X1	X2	X3	X5
Maksimali reikšmė	Mojus	RMS	Aritmetinis vidurkis
X7	X7	X8	X9
Absoliutinis vidurkis	Kvadratinė reikšmė	Signalio forma	Maksimumo koeficientas
X10	X11	X13	X14
Impulsas	Užlaida	Asimetrija	Ekscesas

Apdorojus duomenis visuose dažnio intervaluose, naudojant diagnostinius parametrus, pateiktus 4.1 lentelėje, paaiškėjo, kurie parametrai labiau kinta įvedus į sistemą pažaidą, t. y. kurie jautriau reaguoja į pažaidos atsiradimą.

4.2 lentelėje parodyta, kiek kartų padidėjo parametrai įvedus į sistemą pažaidą (pateikti modeliavimo rezultatai, kai duomenys neišskaidyti į dažnio intervalus). Duomenų absoliučios reikšmės pateiktos B priedo B1 lentelėje. Jeigu parametras neigiamas arba mažesnis už 1, pažaida neaptikta. Kuo skaitinė reikšmė didesnė, tuo parametras yra jautresnis pažaidos aptikimui. Naudojant X5 ir X13 parametrus pažaidos nebuvo užfiksuotos.

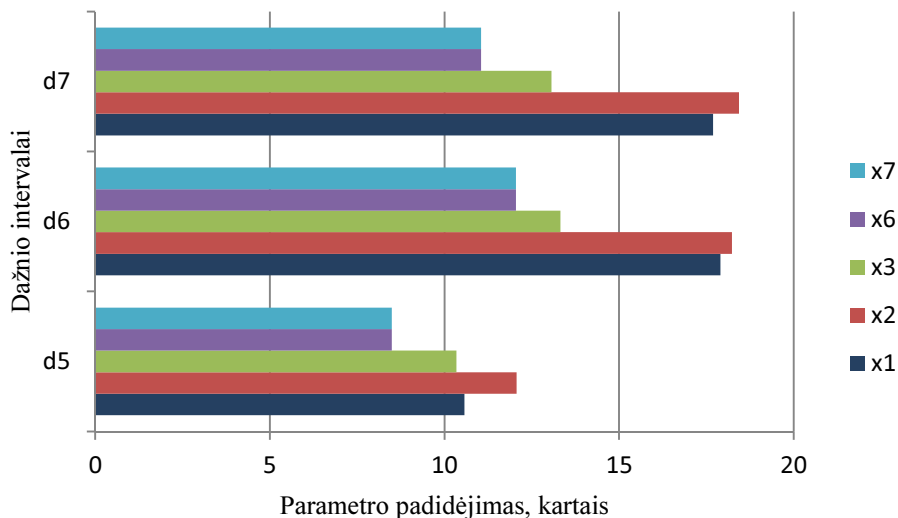
4.2 lentelė. Diagnostinių parametrų reikšmės, neskaidant signalo į dažnio intervalus**Table 4.2.** Values of diagnostic parameters without decomposition

Pažaida	X1	X2	X3	X5	X6	X7
IŽP	12,45	10,21	5,41	-0,91	3,79	2,96
VŽP	22,64	27,21	8,68	-9,47	6,71	5,46
Pažaida	X8	X9	X10	X11	X13	X14
IŽP	1,43	2,30	3,28	4,20	-6,36	4,33
VŽP	1,29	2,61	3,37	4,15	-0,56	3,14

Esant IŽP labiausiai kito X1, X2 parametrai. Plačiai diagnostikoje naudojamas RMS parametras X3 padidėjo tik 5,41 karto.

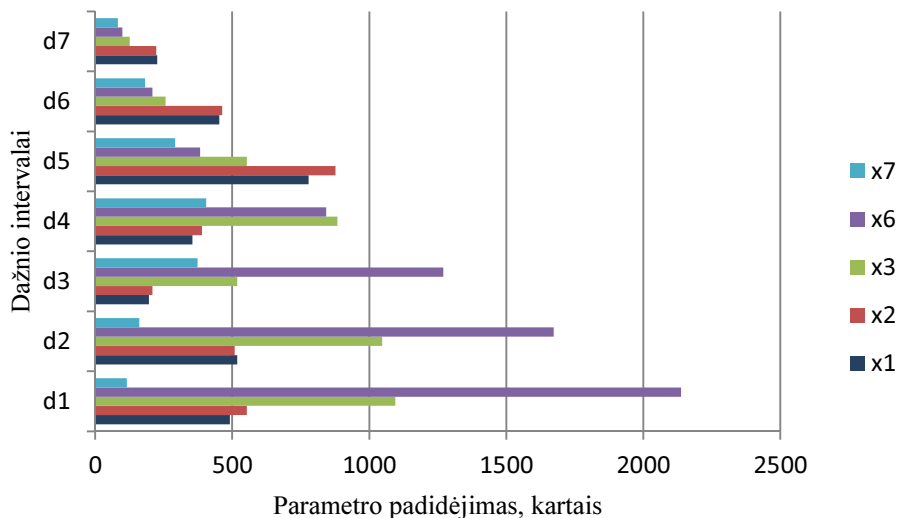
Esant vidinio žiedo pažaidai labiausiai kito X2 parametras, jis didėjo 27,21 karto, taip pat didėjo X1 parametras.

Apdorotų duomenų rezultatai naudojant Vilnelių transformaciją pateikti B priede, B2 ir B3 lentelėse.



4.5 pav. Diagnostinių parametų padidėjimas, kai guolis turi išorinio žiedo pažeidimą

Fig. 4.5. Increase in diagnostic parameters when bearing has Inner ring defect



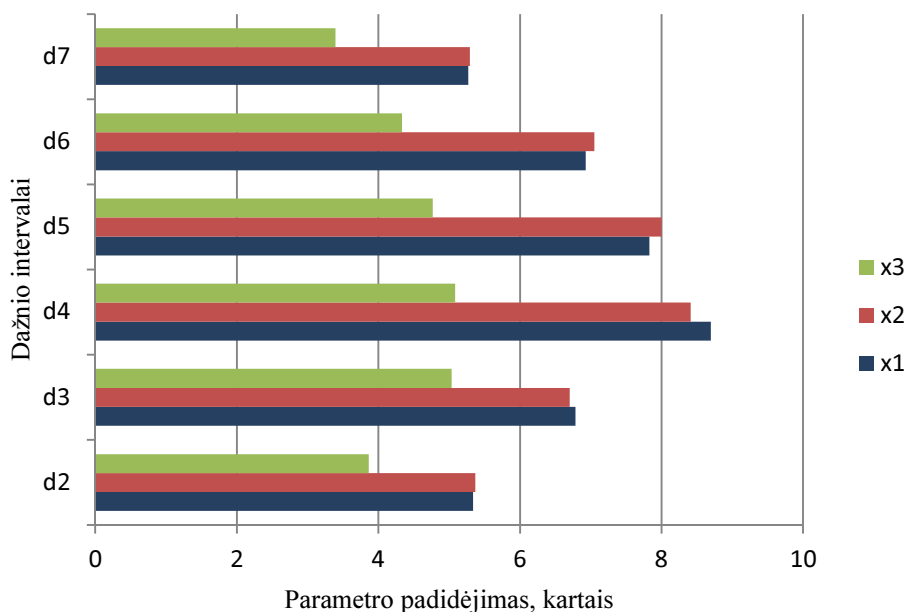
4.6 pav. Diagnostinių parametų padidėjimas, kai guolis turi vidinio žiedo pažeidimą

Fig. 4.6. Increase in diagnostic parameters when bearing has outer ring defect

Esant pažaidai išoriniame žiede labiausiai kinta parametrai X1, X2, X3, X6, X7 dažnio intervaluose 390,625–781,25 Hz (d7), 781,25–1562,5 Hz (d6), 1562,5–3125 Hz (d5). Skaitiniai rezultatai šituose intervaluose pateikti 4.5 paveiksle.

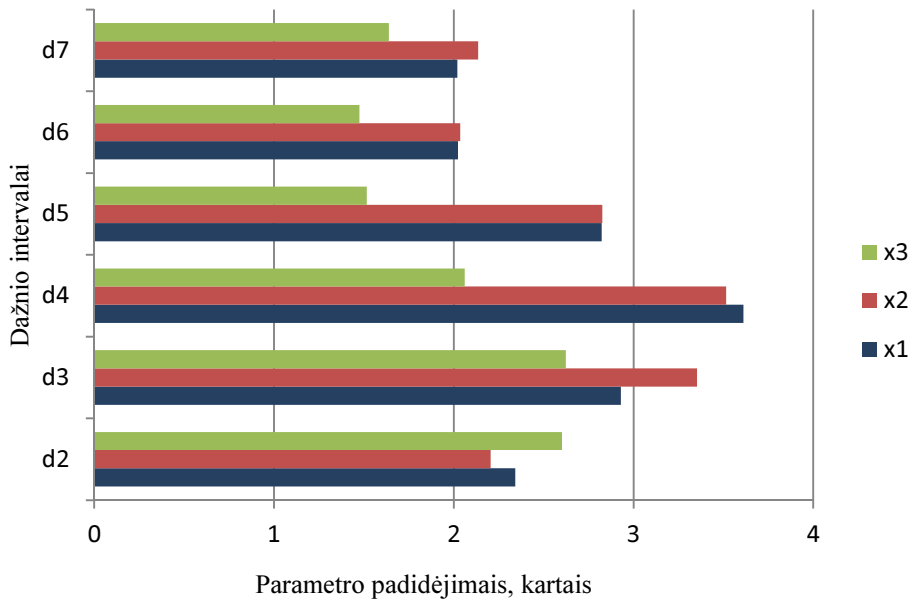
VŽP pasireiškia kituose dažnio intervaluose nei IŽP. Esant VŽP labiausiai kito X3, X6 parametrų reikšmės esant aukštiems dažniams d1 (25 000–50 000 Hz, 4.6 pav.). Apibendrinant gautus rezultatus esant pažaidai guolyje geriausia naudoti X1, X2, X3 parametrus, intervaluose nuo 780 iki 3125 Hz, kadangi šie parametrai minėtuose intervaluose didėja esant abiem pažaidoms. Taip pat naudojant X1, X2 parametrus galima daryti išvadas apie būklę pagal virpesių grafiką.

Atlikti bandymai esant veleno sukimosi greičiui 1000 aps/min (4.7 pav.) ir 2000 aps/min (4.8 pav.) (skaitinės reikšmės pateiktos B priede, B4 ir B5 lentelėse). Nagrinėjamos tik išorinio žiedo pažaidos, nes jų įtaka dinaminių savybių pasikeitimams mažesnė. Tikslas yra nustatyti, ar keičiant mašinos darbinis sūkius pažaidos bus aptinkamos tuose pačiuose dažnio intervaluose, ar juos reikia keisti.



4.7 pav. Išorinio žiedo pažaida, sūčiai 1000 aps/min

Fig. 4.7. A defect in the outer race under a rotational speed of 1000 RPM



4.8 pav. Išorinio žiedo pažaida, sūkiu 2000 aps/min

Fig. 4.8. A defect in the outer race under a rotational speed of 2000 RPM

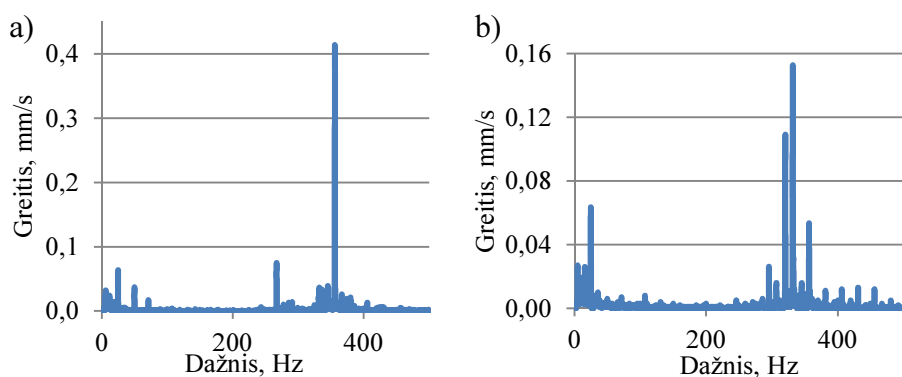
Tyrimai parodė, kad parametų padidėjimas esant 1000 ir 2000 aps/min yra mažesnis nei buvo esant 1484 aps/min. Pakitus sūkiams, padidėjo DP reikšmės d4 intervale. Nustatyta, kad nuo sūkių priklauso diagnostinių parametų reikšmės, tačiau keičiant sūkių dažnio intervalai, kuriuose dinaminių parametų pasikeitimas yra didžiausias, nesikeičia, t. y. visais atvejais gali būti naudojami tie patys dažnių intervalai.

Atlikus gautų duomenų analizę, prieita prie išvados, kad tiriamo riedėjimo guolio diagnostiką geriausiai atlikti dažnių intervaluose nuo 780 Hz iki 3125 Hz. Kadangi juose parametų kitimas išlieka stabilus esant skirtingoms pažaidoms. Jeigu diagnozuojama paprasta sistema, neturinti krumpliciaračių, galima naudoti X1 ir X2 parametrus. Jeigu sistema sudėtinga, sunku atskirti guolio triukšmą, tada geriau naudoti X3 parametą.

4.2. Riedėjimo guolio su pažaidomis eksperimentinių tyrimų rezultatai

4.2.1. Riedėjimo guolio su pažaidomis virpesių signalo duomenų analizė

Nagrinėjant riedėjimo guolio su IŽP greičio spektrą (4.9 pav., a), amplitudės padidėjimas esant charakteringam dažniui (BPFO = 88,79 Hz) čia nepastebimas. Pastebėta harmonika ties 266,88 Hz ($3 \cdot \text{BPFO}$). Didžiausia amplitudė yra 0,414 mm/s, kai yra 355,94 Hz ($4 \cdot \text{BPFO}$).



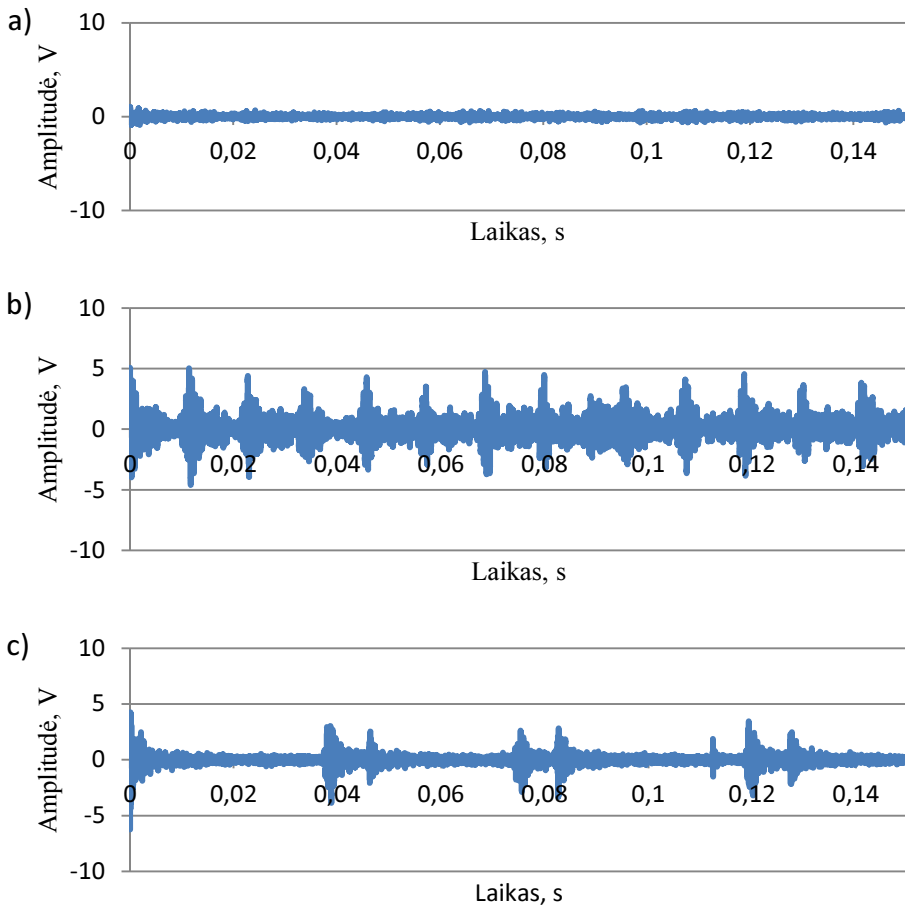
4.9 pav. Virpesių greičio spektrai: a) išorinio žiedo pažaida; b) vidinio žiedo pažaida

Fig. 4.9. Spectra of vibration velocity: a) defect in the outer race; b) defect in the inner race

Nagrinėjant guolio su VŽP greičio spektrą (4.9 pav., b), esant vidinio žiedo pažaidos charakteringam dažniui (BPFI = 134,55 Hz), amplitudės padidėjimas neužfiksuotas. Nedidelis amplitudės padidėjimas pastebimas, kai yra 405,63 Hz ($3 \cdot \text{BPFI}$). Maksimali amplitudė 0,152 mm/s, kai yra 331,56 Hz ($3 \cdot \text{BPFI} - 3 \cdot \text{Frot}$), čia Frot – rotoriaus sukimosi dažnis.

4.2.2. Riedėjimo guolio su pažaidomis akustinės emisijos signalo duomenų analizė

Neapdorotas signalas pateiktas 4.10 paveiksle, a. Jis buvo apdorotas naudojant diagnostinius parametrus X1, X2, X3, kurie labiausiai kito apdorojant duomenis, gautus matematinio modeliavimo metu.



4.10 pav. Akustinės emisijos signalas: a) be pažaidos; b) išorinio žiedo pažaida; c) vidinio žiedo pažaida

Fig. 4.10. Acoustic emission signal: a) bearing without a defect; b) defect in the outer race; c) defect in the inner race

4.3 lentelėje parodyta, kiek kartų padidėja tam tikri diagnostiniai parametrai įvedus į sistemą pažaidą. Duomenys buvo apdoroti naudojant Vilnelių transformaciją ir išskaidyti į 9 dažnio intervalus (4.3 pav.).

Nagrinėjant riedėjimo guolio su IŽP amplitudės priklausomybę nuo laiko (4.10 pav., b), AE signale pastebimi pasikartojantys smūgiai, kurių dažnis yra apie $F = 88$ Hz.

AE signalo su VŽP (4.10 pav., c) analizė yra sudėtingesnė nei buvo su IŽP, tačiau priklausomybės galima išskirti ir čia. Laiko intervale nuo 0,03 iki 0,05,

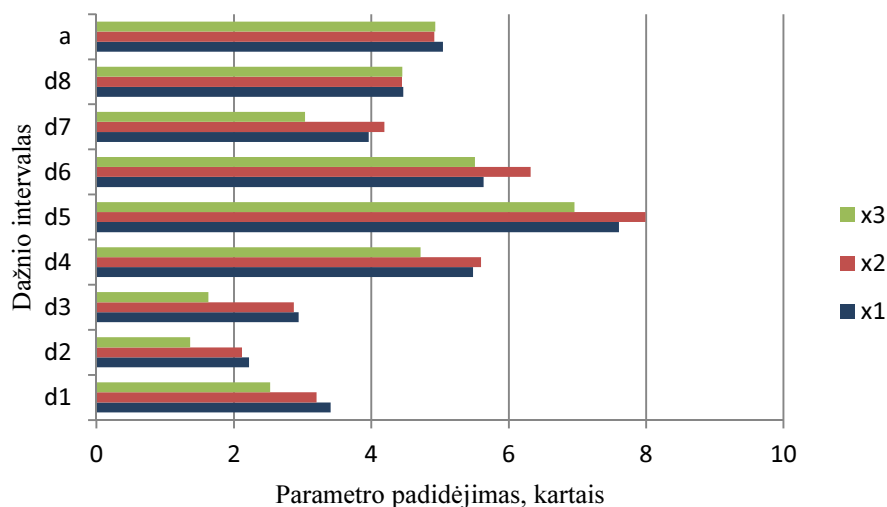
nuo 0,07 iki 0,09, nuo 0,11 iki 0,13 matomi pasikartojantys pikai, kurių dažnis atitinka BPFI (apie 135 Hz).

4.3 lentelė. Diagnostinių parametų reikšmės neskaidant akustinės emisijos signalo į dažnių intervalus

Table 4.3. Values of diagnostic parameters under the acoustic emission signal without decomposition

Pažaida	X1	X2	X3
IŽP	5,06	5,09	5,76
VŽP	5,76	5,50	2,30

Signalų skleidimas į dažnio intervalus pateiktas D priede (D4, D5, D6 pav.). Išskleidus duomenis į dažnio intervalus, kiekviename intervale apskaičiuojamos diagnostinių parametų (X1 – maksimali reikšmė, X2 – mojus, X3 – RMS) reikšmės.



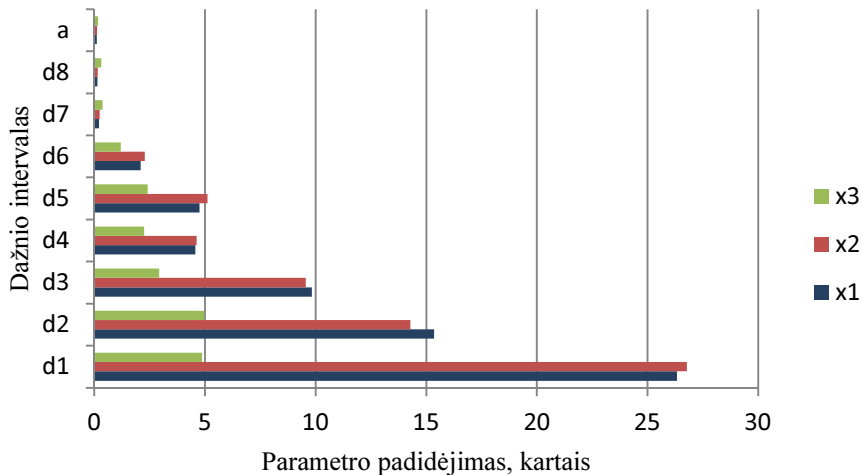
4.11 pav. Išorinio žiedo pažaida

Fig. 4.11. Defect in the outer race

Iš duomenų, pateiktų 4.11 paveiksle, galima matyti, kad esant išorinio žiedo pažaidai, labiausiai didėja d5 ir d6 dažnio intervalai, mažiausias signalo pokytis pastebimas intervaluose d1, d2, d3.

Esant vidinio žiedo pažaidai (4.12 pav.), X_1 , X_2 parametrai labiausiai kinta, kai yra aukšti dažniai (intervalai d_1 , d_2 , d_3), mažiausiai a , d_8 , d_7 .

Esant išorinio žiedo pažaidai, RMS parametras kinta panašiai kaip ir kiti diagnostiniai parametrai, esant vidinio žiedo pažaidai, kai yra aukšti dažniai, X_3 reikšmė smarkiai atsilieka nuo kitų diagnostinių parametų.



4.12 pav. Vidinio žiedo pažaida

Fig. 4.12. Deffect in the inner race

Skirtingos pažaidos pakeičia diagnostinių parametų reikšmes skirtinguose dažnio intervaluose. IŽP geriau pasireiškia esant vidutiniams dažniams, VŽP esant aukštiems. Tačiau yra DI, kuriuose gerai fiksuojamos abi pažaidos. Nagrinėjamame guolyje tai d_6 ir d_5 (780–3125 Hz), eksperimento metu gauti DI sutapo su matematinio modeliavimo metu gautais DI.

4.3. Cilindrinės tiesiakrumplės pavaros su pažaidomis matematinio modeliavimo rezultatų analizė

Tyrimų objektu parinkta tiesiakrumplė pavana.

Pavaros pradiniai duomenys:

Elektros variklio parametrai: $d_v = 34,48$; $c_v = 147,41$; $w_0 = 157,08 \text{ ras/s}$; elektros variklio inercijos momentas $I_1 = 0,0054 \text{ kgm}^2$; apkrovos inercijos momentas $I_4 = 0,0054 \text{ kgm}^2$; varančiojo krumpliaračio su velenu inercijos

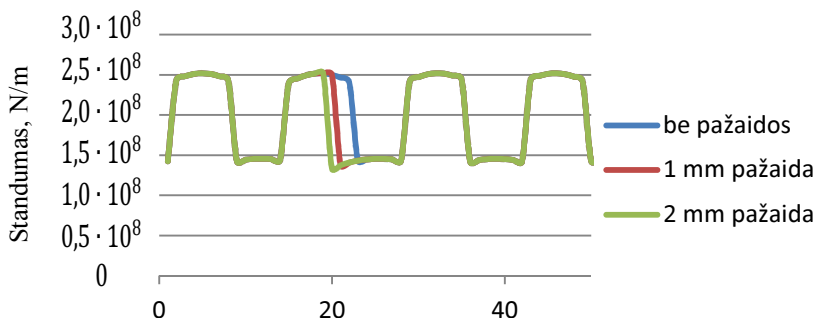
momentas $I_2 = 0,003796 \text{ kgm}^2$; varomojo krumpliaračio su velenu inercijos momentas $I_3 = 0,003796 \text{ kgm}^2$; varančiojo krumpliaračio su velenu masė $m_2 = 2,72 \text{ kg}$; varomojo krumpliaračio su velenu masė $m_3 = 2,52 \text{ kg}$; varančiojo veleno standumo koeficientas $k_{12} = 23\,600 \text{ N/rad}$; varančiojo veleno slopinimo koeficientas $c_{12} = 236 \text{ Ns/rad}$; varomojo veleno standumo koeficientas $k_{34} = 8500 \text{ N/rad}$; varomojo veleno slopinimo koeficientas $c_{34} = 85 \text{ Ns/rad}$.

Krumpliaračių parametrai: perdavimo skaičius 1; krumpliaračių krumplių skaičius $z = 30$; pavaros orientacijos kampas $\psi = 0$; tarpelis tarp varančiojo ir varomojo krumpliaračių krumplių $\delta = 0,1 \text{ mm}$; tarpašinio atstumo paklaida $\Delta A = 0$; krumpliaračio modulis $m = 2,5$; profilio kampas $\alpha_0 = 20^\circ$; kabinimosi kampas $\alpha_w = 20^\circ$; krumplio plotis $b = 10 \text{ mm}$; krumplio aukščio koeficientas $h_a = 1$; krumplio koeficientas $c = 0,25$.

Guolių parametrai: laisvumas guolyje $\delta_b = 0,01 \text{ mm}$; guolio kontaktinis standumo koeficientas $k_b = 10^8$; guolio slopinimo koeficientas $c_b = 10^3$; redukuotas tamprumo modulis $E = 115,38 \cdot 10^8 \text{ MPa}$; medžiagos tankis $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$; koeficientas $a_b = 1,5$; greičio atkūrimo koeficientas $e_n = 0,7$.

Dažniausiai krumpliaratinėje pavaroje pasitaikančios pažaidos yra krumplio įtrūkimas, darbinio paviršiaus ištrupėjimas, krumplio viršūnės nulaužimas. Darbe nagrinėjamas krumplio viršūnės nulaužimas, kadangi šios pažaidos aptikimas yra sudėtingas uždavinys, jis pasireiškia tik tuo, kad krumplys anksčiau išeina iš sukabinimo (4.13 pav.). Šita pažaida yra mažiausiai mokslininkų ištirta. Krumplio įtrūkis stipriai sumažina sukabinimo standumą, tai pastebima, kai tik viena pora krumplių dalyvauja sukabinime, kai yra darbinio paviršiaus ištrupėjimas, gali būti prarandamas sukabinimas.

Pažaida – krumplio nupjovimas, pirmu atveju nuo krumplio viršūnės nupjauta 1 mm, antru – 2 mm.



4.13 pav. Pažaidos įtaka susikabinimo standumui

Fig. 4.13. The influence of a defect on meshing frequency

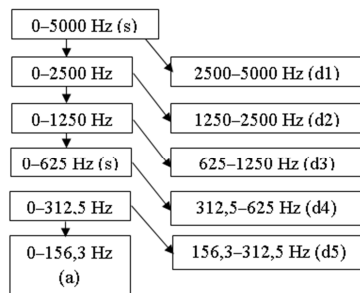
4.4 lentelė. Krumpliartinės pavaros diagnostinių parametrų reikšmės, neskaidant signalo į dažnio intervalus

Table 4.4. Values of diagnostic parameters of the spur gear under the signal without decomposition

Pažaida	X1	X2	X3	X5	X6	X7
be pažaidos	73,68	134,11	24,89	0,0037	19,30	15,97
1 mm	94,00	170,47	25,19	0,0062	19,54	16,18
2 mm	107,06	211,7	25,53	0,0020	19,68	16,24
Pažaida	X8	X9	X10	X11	X13	X14
be pažaidos	1,29	2,96	3,82	4,61	0,19	3,25
1 mm	1,29	3,73	4,81	5,81	0,17	3,26
2 mm	1,30	4,19	5,44	6,59	0,15	3,47

Atliekame modeliavimą su trimis skirtingais atvejais. 4.13 paveiksle pavaizduota, kaip keičiasi standumas susikabinime, kai krumpliaračio krumplo aukštis sumažinamas 1 mm ir 2 mm.

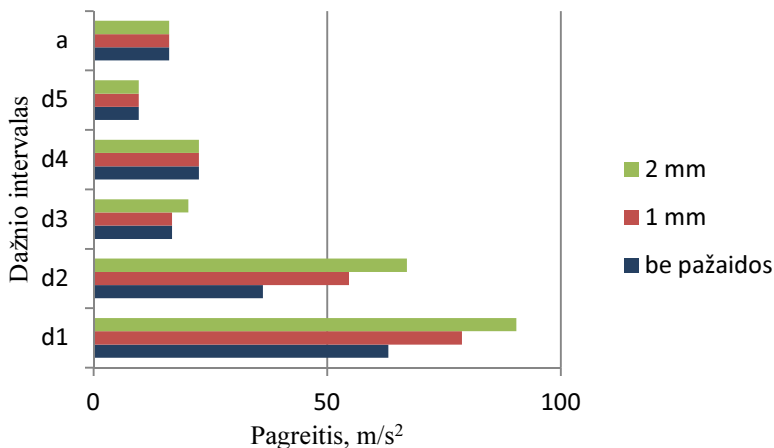
Prieš pradėdami duomenų, suskaidytų į dažnio intervalus, apdorojimą, nagrinėjame neišskaidytus duomenis (4.4 lentelė, matavimo vienetai m/s^2). Maksimalus diagnostinio parametro X2 reikšmės pasikeitimas. Įvedus pirmą pažaidą parametro reikšmė padidėjo 1,27 karto, įvedus antrą – 1,58. Parametro X1 reikšmė įvedus pirmą pažaidą padidėjo 1,28 karto, įvedus antrą – 1,45 karto. Geri rezultatai gaunami naudojant X9, X10, X11 parametrus. RMS (X3) reikšmės kitimas nėra toks ženklus, įvedus pirmą pažaidą padidėjo 1,01 karto, įvedus antrą – 1,03 karto.



4.14 pav. Virpesių signalo skaidymas į dažnio intervalus

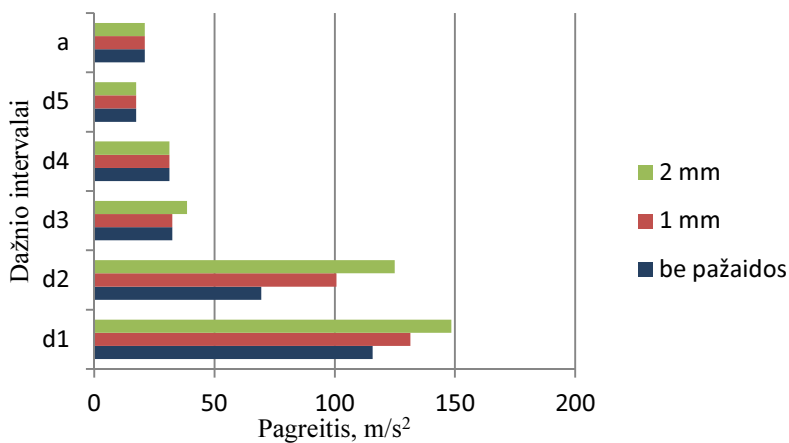
Fig. 4.14. The decomposition of the vibration signal into frequency intervals

Signalas skaidomas į dažnio intervalus, pateiktus 4.14 pav., naudojant DB5 Vilnelių funkciją. Išskaidyti signalai pateikti D priede (D7, D8, D9 pav.).



4.15 pav. Pavaros matematinio modeliavimo rezultatai, diagnostinis parametras X1 (maksimali reikšmė)

Fig. 4.15. Results of mathematical modelling, diagnostic parameter X1 (peak)

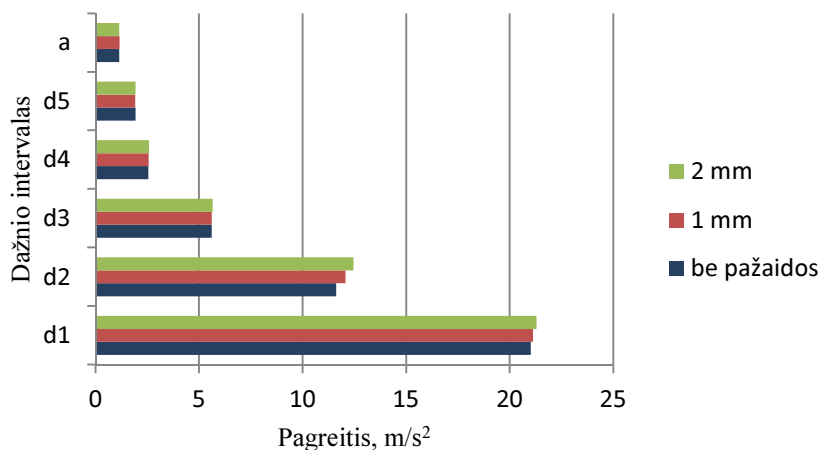


4.16 pav. Pavaros matematinio modeliavimo rezultatai, diagnostinis parametras X2 (Mojus)

Fig. 4.16. Results of mathematical modelling, diagnostic parameter X2 (Peak to Peak)

Kiekviename dažnio intervale skaičiuojamos diagnostinių parametų (X_1 – maksimali reikšmė, X_2 – mojus, X_3 – RMS) reikšmės. Nagrinėjant gautus rezultatus matyti, kad labiausiai keičiasi diagnostinių parametų reikšmės d_1 ir d_2 dažnio intervaluose.

Parametras X_1 dažnio intervale nuo 2500 iki 5000 Hz (d_1) įvedus 1 mm pažaidą (4.15 pav.) didėjo 1,25 karto, įvedus 2 mm pažaidą (4.15 pav.) didėjo 1,43 karto, intervale nuo 1250 iki 2500 Hz (d_2) įvedus 1 mm pažaidą didėjo 1,51 karto, įvedus 2 mm pažaidą didėjo 1,85 karto.



4.17 pav. Pavaros matematinio modeliavimo rezultatai, diagnostinis parametras X_3 (RMS)

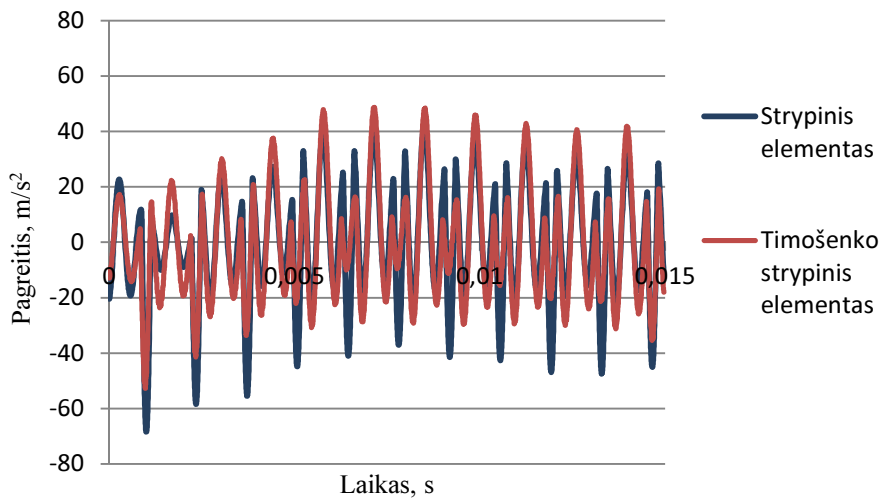
Fig. 4.17. Results of mathematical modelling, diagnostic parameter X_3 (RMS)

Parametras X_2 intervale d_1 įvedus 1 mm pažaidą didėjo 1,14 karto, įvedus 2 mm pažaidą didėjo 1,28 karto, intervale d_2 įvedus 1 mm pažaidą didėjo 1,45 karto, įvedus 2 mm pažaidą didėjo 1,80 karto (4.16 pav.).

Parametras X_3 kito intervaluose d_1 ir d_2 , tačiau kitimas nebuvo ženklus (4.17 pav.).

4.4. Patikslintos tiesiakrumplės pavaros matematinio modeliavimo rezultatų analizė

Pradiniai krumpliaračių duomenys paimti iš 4.3 poskyrio. Tarpeliai tarp krumpliaračių krumplių ir laisvumai guoliuose nevertinami.



4.18 pav. Varančiojo krumpliaračio pagreičiai vertikalia kryptimi: a) krumplys modeliuojamas strypiniais elementais; b) krumplys modeliuojamas Timošenko strypiniais elementais

Fig. 4.18. Gear acceleration in the vertical direction: a) tooth modelling using the BEAM element, b) tooth modelling using Timoshenko BEAM element

Matematinio modeliavimo rezultatai pateikti 4.18 paveiksle. Modeliavimo trukmė 0,015 s. Per tą laiką sukabinime buvo 11 krumpliaračių porų. Iš grafikų aiškiai matyti 11 smūgių, kurie atsiranda, kai keičiasi krumplių, dalyvaujančių sukabinime, skaičius nuo 2 iki 4. Modeliavimo rezultatai pateikti 4.18 paveiksle, kai krumplys modeliuojamas paprastais strypiniais elementais, tačiau šitie elementai dažniausiai naudojami, kai baigtinio elemento ilgio ir pločio santykis yra didesnis už 5. Nagrinėjamu atveju santykis yra mažesnis, todėl gali atsirasti skaičiavimo paklaida, norint ją nustatyti pasitelkiamas Timošenko strypinis elementas, kuriame įvertinamas skersinių jėgų poveikis. Matematiname modelyje pasikeis masių, standumo ir slopinimo matricos, darbe naudotos matricos nepateikiamos, plačiau su jomis galima susipažinti Gavin (2014) darbe. Nagrinėjant išskaidytą signalą iš D10 pav. matyti, kad virpamieji procesai vyksta, kai yra aukšti dažniai, intervaluose nuo d_6 iki d_1 . Patikslinus modelį naudojant Timošenko elementus pastebimi kiekybiniai dinaminių parametrų pokyčiai, X1 parametras sumažėjo 22,95 %, X2 parametras sumažėjo 7,99 %, X3 parametras sumažėjo 2,08 %. Šitos reikšmės yra ženklios ir tiriant krumpliaratinės pavaros dinaminius parametrus reikia vertinti skersinių jėgų poveikį.

4.5. Cilindrinės tiesiakrumplės pavaros su pažaidomis eksperimentinių tyrimų rezultatai

4.5.1. Cilindrinės tiesiakrumplės pavaros su pažaidomis virpesių signalo duomenų analizė

Išmatuoti pavaros virpesiai esant trims skirtingoms būsenoms. Vieno matavimo trukmė 1 s, duomenų fiksavimo dažnis 10 000 S/s, kiekvienas matavimas kartojamas 5 kartus. Duomenys apdorojami dalijant signalą į dažnio intervalus. Signalo skaidymas į dažnio intervalus pateiktas 4.14 pav. VS signalas skaidomas į 6 intervalus (4.14 pav.), AE į 9 (4.3 pav.).

Remiantis matematinio modeliavimo rezultatais parinkti du pagrindiniai diagnostiniai parametrai, kurie labiausiai kinta įvedus pažaidą, tai X1, X2. Taip pat patikrinamas ir X3.

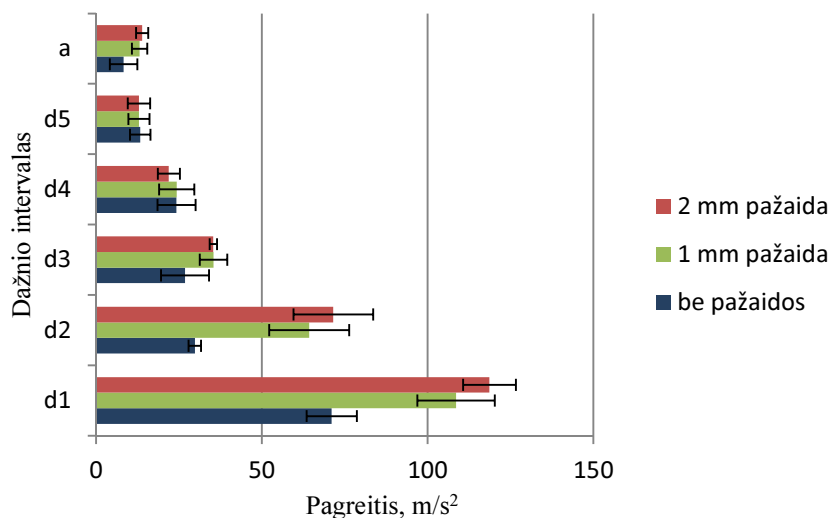
4.5 lentelė. VS diagnostinių parametrų pokyčiai

Table 4.5. Changes in the diagnostic parameters of VS

Pažaida	X1	X2	X3
be pažaidos	105,54	182,72	22,05
1 mm	178,83	349,99	17,48
2 mm	204,38	395,98	17,60

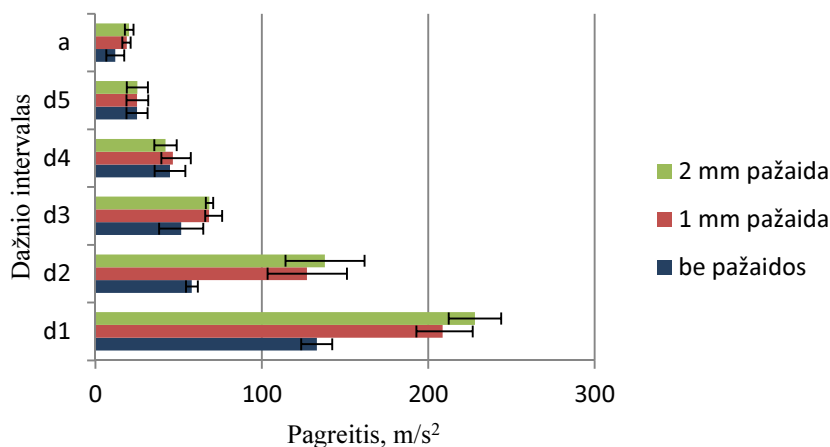
X1 parametro, įvedus pirmą pažaidą, reikšmė padidėjo 1,69 karto, įvedus antrą pažaidą – 1,94 karto. X2 parametro, įvedus pirmą pažaidą, reikšmė padidėjo 1,92 karto, įvedus antrą pažaidą – 2,16 karto. X3 parametro reikšmė mažėjo (4.5 lentelė, matavimo vienetai m/s^2). D priede (D11 pav.) pateiktas VS skaidymas, kai pavaroje nėra pažaidų. Kaip keitėsi signalas, kai į sistemą buvo įvestos 1 mm ir 2 mm pažaidos, galima matyti iš D12 ir D13 pav.

Tiksliesniam duomenų interpretavimui skirtinguose dažnio intervaluose naudojami diagnostiniai parametrai, pateikti 4.1 lentelėje. Jeigu įvedus pažaidą parametro reikšmė sumažėja, fiksuojama diagnostikos klaida. Naudojant X1 parametą, užfiksuotos 4 klaidos, naudojant X2 parametą, užfiksuotos 2 klaidos, naudojant X3 parametą, užfiksuotos 9 klaidos. Šių parametrų kitimas skirtinguose dažnio intervaluose pavaizduotas nuo 4.17 iki 4.19 paveikslo, taip pat pateikti patikimumo intervalai.



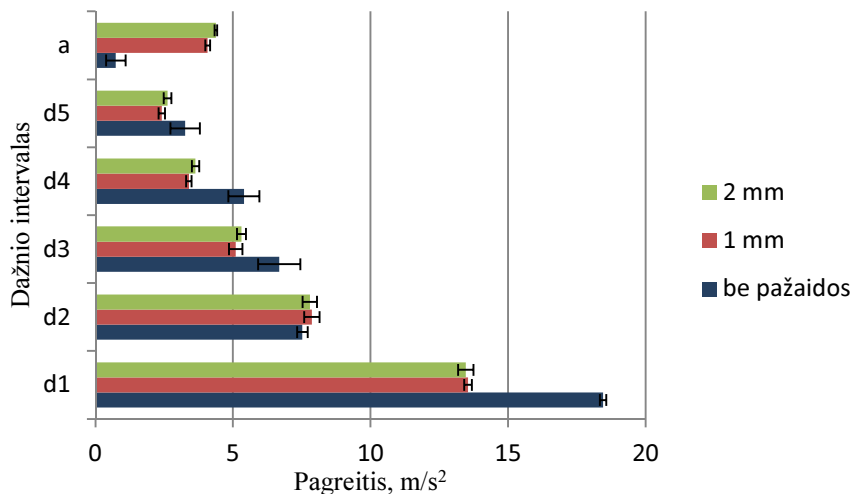
4.19 pav. Pavaros eksperimentinių tyrimų rezultatai, diagnostinis parametras X1 (Maksimali reikšmė)

Fig. 4.19. Results of experimental research on the gear, diagnostic parameter X1 (Peak)



4.20 pav. Pavaros eksperimentinių tyrimų rezultatai, diagnostinis parametras X2 (Mojus)

Fig. 4.20. Results of experimental research on the gear, diagnostic parameter X2 (Peak to Peak)



4.21 pav. Pavaros eksperimentinių tyrimų rezultatai, diagnostinis parametras X3 (RMS)

Fig. 4.21. Results of experimental research on the gear, diagnostic parameter X3 (RMS)

X3 (RMS) naudojimas nepasitvirtino. Kaip parodė matematinio modeliavimo rezultatai ir tyrimai taikant AE metodą, tai matavimo prietaiso bėda, 10 bitų rezoliucijos nepakanka.

4.6 lentelė. Pažaidos tipas ir dažnio intervalas, kuriame aptiktos klaidos

Table 4.6. The type of the defect and frequency range under the detected defect

Pažaida	Dažnio intervalai, kuriuose fiksuojamos klaidos		
	X1	X2	X3
1 mm	d5	d5	d1, d3, d4, d5
2 mm	d3, d4 d5	d4	d1, d2, d3, d4, d5

Geriausiai pažaidos fiksuojamos esant aukštiems dažniams. X1 parametro pasikeitimas pastebimas 1250–2500 Hz ir 2500–5000 Hz intervaluose (4.19 pav.). Intervale d2 nuo 1250 iki 2500 Hz įvedus 1 mm pažaidą signalas padidėjo 2,15 karto, įvedus 2 mm pažaidą signalas padidėjo 2,40 karto lyginant su pradiniu. Intervale d1 nuo 2500 iki 5000 Hz įvedus 1 mm pažaidą signalas padidėjo 1,53 karto, įvedus 2 mm pažaidą signalas padidėjo 1,67 karto. X2 parametro reikšmė intervale nuo 1250 iki 2500 Hz įvedus 1 mm pažaidą signalas padidėjo 2,19 kartus, įvedus 2 mm pažaidą signalas padidėjo 2,38 karto lyginant

su pradiniu (4.18 pav.). Intervale nuo 2500 iki 5000 Hz įvedus 1 mm pažaidą signalas padidėjo 1,56, įvedus 2 mm pažaidą signalas padidėjo 1,71 karto.

Geriausiai signalo pasikeitimas pastebimas 1250–2500 Hz dažnio intervale.

4.5.2. Cilindrinės tiesiakrumplės pavaros su pažaidomis akustinės emisijos signalo duomenų analizė

Kartu su VS matavimu buvo atliekami ir AE matavimai. Toliau pateikiami rezultatai (4.7 lentelė).

RMS (X3) parametras didėjo. Padidėjimas buvo 1,04 karto įvedus pirmą pažaidą, įvedus antrą pažaidą parametro reikšmė padidėjo 1,38 karto. X1 parametro, įvedus pirmą pažaidą, reikšmė padidėjo 1,89 karto, įvedus antrą pažaidą – 2,22 karto nuo pradinės reikšmės. X2 parametro, įvedus pirmą pažaidą, reikšmė padidėjo 2,06 karto, įvedus antrą pažaidą – 2,25 karto nuo pradinės reikšmės.

AE duomenys pateikti D priede (D15, D16, D17 pav.). Atsiradus pažaidoms matomi ne atskiri pikai, o periodiniai smūgiai. Po Vilnelių transformacijos matyti, kad smūgiai yra esant aukštiesiems dažniams d1 (25 000–50 000 Hz) ir d2 (12 500–25 000 Hz).

4.7 lentelė. AE signalo diagnostinių parametrų reikšmės

Table 4.7. Values of diagnostic parameters of the AE signal

Pažaida	X1	X2	X3
be pažaidos	0,002747	0,004883	0,000522
1 mm	0,005188	0,010071	0,000542
2 mm	0,006104	0,010986	0,00072

4.8 lentelė. Pažaidos tipas ir dažnio intervalas, kuriame aptiktos klaidos

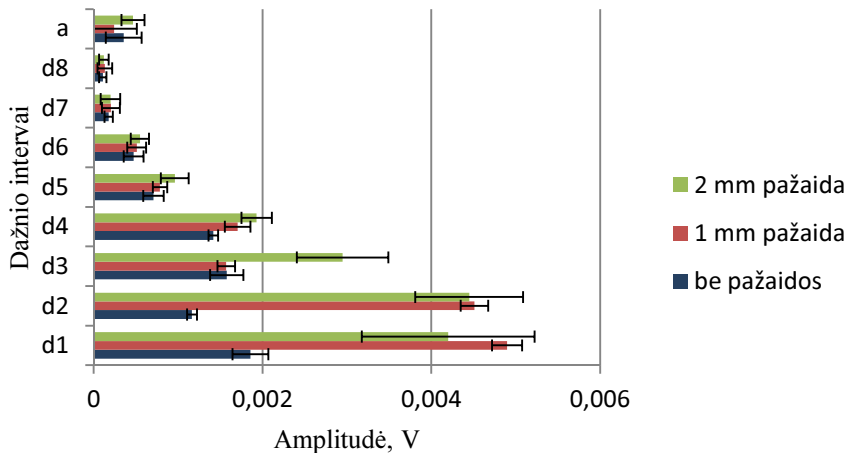
Table 4.8. The type of the defect and frequency range under the detected defect

Pažaida	Dažnio intervalai, kuriuose fiksuojamos klaidos		
	X1	X2	X3
1 mm	d3, a	a	d3, a
2 mm	d1, d2, d7, d8	d1, d2, d7, d8, a	d8

Duomenims interpretuoti skirtinguose dažnio intervaluose pasitelkiami tie patys diagnostiniai parametrai kaip ir VS atveju. Naudojant X1 parametą

užfiksuotos 6 klaidos, naudojant X2 parametą užfiksuotos 6 klaidos, naudojant X3 parametą užfiksuotos 3 klaidos. Diagnostinių parametų žymėjimas pateiktas 4.1 lentelėje.

Grafiškai duomenys pateikti 4.22–4.24 pav. Naudojant X1 parametą (4.22 pav.), pažiūda fiksuojama intervaluose nuo 781,3 iki 6250 Hz. Įvedus į sistemą 1 mm pažiūdą intervalė 3125–6250 Hz (d4) parametras padidėja 1,20 karto, 1562,5–3125 Hz (d5) – 1,11 karto, 781,3–1562,5 Hz (d6) – 1,08 karto. Intervalė 12 500–25 000 Hz (d2) – 3,88 karto, intervalė 25 000–50 000 Hz (d1) – 2,64 karto. Įvedus į sistemą 2 mm pažiūdą intervalė 3125–6250 Hz (d4) parametras padidėja 1,36 karto, 1562,5–3125 Hz (d5) – 1,36 karto, 781,3–1562,5 Hz (d6) – 1,16 karto. Intervaluose d1 ir d2 signalas mažėja.



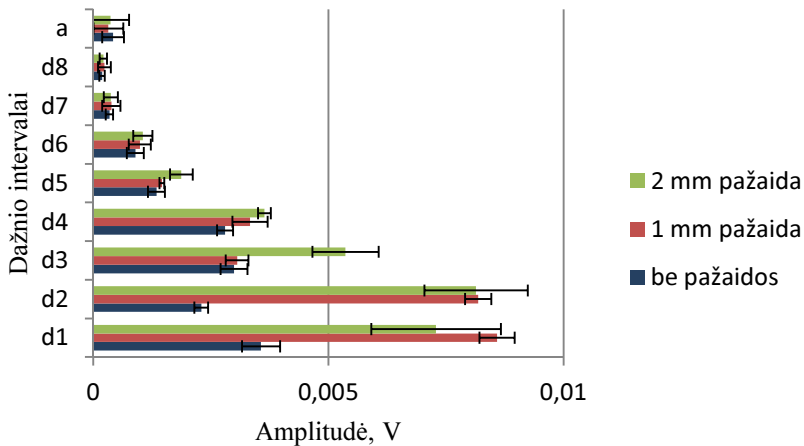
4.22 pav. Pavaros akustinės emisijos signalas, diagnostinis parametras X1 (Maksimali reikšmė)

Fig. 4.22. The acoustic emission signal of the gear, diagnostic parameter X1 (Peak)

Naudojant X2 parametą (4.23 pav.) pažiūda fiksuojama be klaidų intervaluose nuo 781,3 Hz iki 12 500 Hz. Įvedus į sistemą 1 mm pažiūdą, intervalė 6250–12 500 Hz (d3) parametras padidėja 1,02 karto, 3125–6250 Hz (d4) – 1,19 karto, 1562,5–3125 Hz (d5) – 1,09 karto, 781,3–1562,5 Hz (d6) – 1,11 karto. Intervalė 12 500–25 000 Hz (d2) – 3,57 karto, intervalė 25 000–50 000 Hz (d1) – 2,41 karto. Įvedus į sistemą 2 mm pažiūdą dažnio intervalė d3 parametras padidėja 1,79 karto, d4 – 1,30 karto, d5 – 1,39 karto, d6 – 1,18 karto. Intervaluose d1 ir d2 signalas mažėja.

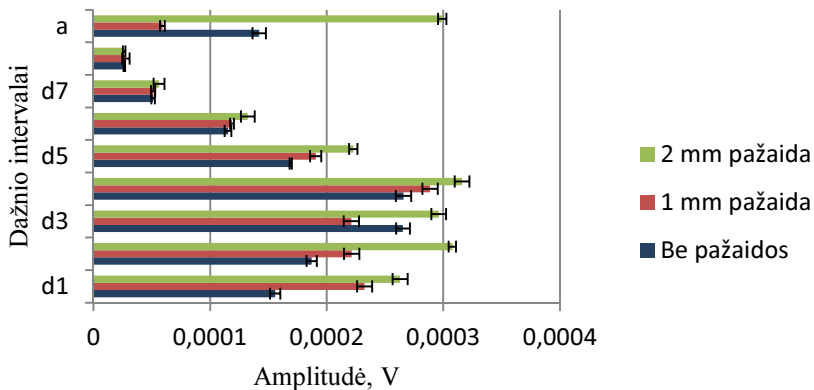
Naudojant X3 parametą (4.24 pav.) pažiūda fiksuojama be klaidų intervaluose nuo 781,3 Hz iki 12 500 Hz. Įvedus į sistemą 1 mm pažiūdą

intervale d4 parametras padidėja 1,09 karto, d5 – 1,13 karto, d6 – 1,03 karto. Intervale d2 – 1,18 karto, intervale d1 – 2,49 karto. Įvedus į sistemą 2 mm pažaidą intervale d4 parametras padidėja 1,19 karto, d5 – 1,32 karto, d6 – 1,15 karto. Intervale d1 signalas padidėjo 1,69 karto, d2 – 1,64 karto.



4.23 pav. Pavaros akustinės emisijos signalas, diagnostinis parametras X2 (Mojus)

Fig. 4.23. The acoustic emission signal of the gear, diagnostic parameter X2 (Peak to Peak)



4.24 pav. Pavaros akustinės emisijos signalas, diagnostinis parametras X3 (RMS)

Fig. 4.24. The acoustic emission signal of the gear, diagnostic parameter X3 (RMS)

Atlikus gautų duomenų analizę pastebima, kad pažaidos fiksuojamos tuose pačiuose dažnio intervaluose kaip ir su VS. Tačiau RMS parametras priešingai nei VS didėjo, jis didėjo ir apdorojus duomenis, tokie patys rezultatai gauti matematinio modeliavimo metu. VS matavimo metu prietaiso rezoliucijos nepakako ir duomenys gauti iškreipti. Taip pat taikant AE metodą didžiausias signalo padidėjimas yra esant aukštiems dažniams nuo 12 500 Hz ir aukščiau. Tačiau X1 ir X2 parametrų patikimumo intervalai šiuose dažnio intervaluose kinta plačiose ribose. Iš gaunamų duomenų negalima pasakyti, kada pažaida padidėja, tačiau kai pažaida atsiranda, signalas keičiasi labai stipriai, todėl šį parametą galima naudoti pažaidai aptikti, o jos didėjimui naudoti tuos pačius parametrus, tik esant žemesniems dažniams.

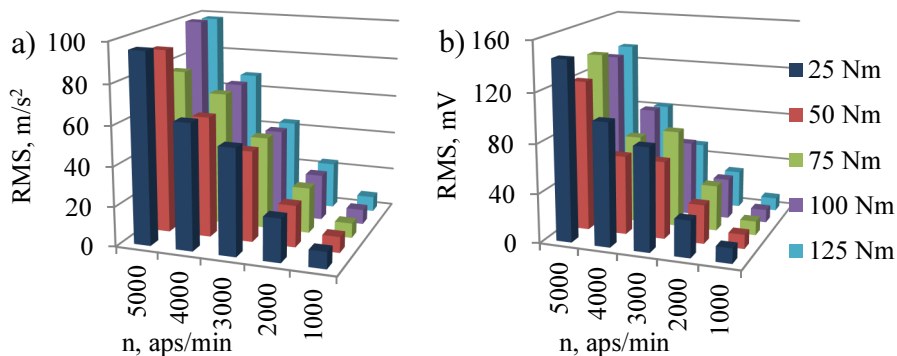
Skiriasi DP skaitinės reikšmės, gautos matematinio modeliavimo metu ir atlikus natūrinius eksperimentus. Norint minimizuoti skirtumus, reikia papildomų tiriamos pavaros matavimų. Reikia nustatyti laisvumus tarp krumplių, guoliuose, taip pat tam tikrus koeficientus. Tačiau tai nebuvo šio darbo tikslas. Atliekant diagnostiką, įvesties duomenų kiekis yra minimalus. Į sistemą įvedamos dažniausiai pasitaikančios pažaidos ir nagrinėjama, kuriame dažnio intervale DP keičiasi daugiausiai. Pateiktas matematinis modelis leidžia tai įvertinti ir gauti rezultatai tai patvirtina.

4.6. Hipoidinės pavaros eksperimentinių tyrimų rezultatai

4.6.1. Hipoidinės pavaros be pažaidų dinaminį parametrų tyrimas

Tiriama hipoidinė pavana be pažaidų. Tyrimų tikslas – nustatyti, kaip pasikeičia matuojamų parametrų dydžiai keičiant apkrovimo momentus ir sukimosi greitį. VS ir AE signalų kitimas esant skirtingiems sukimo momentams ir skirtingiems sukimosi greičiams parodytas 4.25 paveiksle.

Duomenims atvaizduoti naudojamas X3 (RMS) parametras. Iš 4.25 paveikslo, a matyti, kad didelę įtaką RMS parametrai turi sūkiai. Esant apkrovimo momentui 25 Nm, sūkiams 5000 aps/min signalas 11,26 kartų didesnis, nei esant 1000 aps/min. Sukimo momento pakeitimas turi mažesnę įtaką RMS parametrai. Didinant sukimo momentą nuo 25 iki 50 Nm signalo reikšmė mažėja esant įvairiems sūkiams.



4.25 pav. Hipoidinės pavaros dinaminiai parametrai: a) virpesių signalo RMS parametro priklausomybė nuo sūkių ir nuo sukimo momento; b) akustinės emisijos signalo RMS parametro priklausomybė nuo sūkių ir nuo sukimo momento

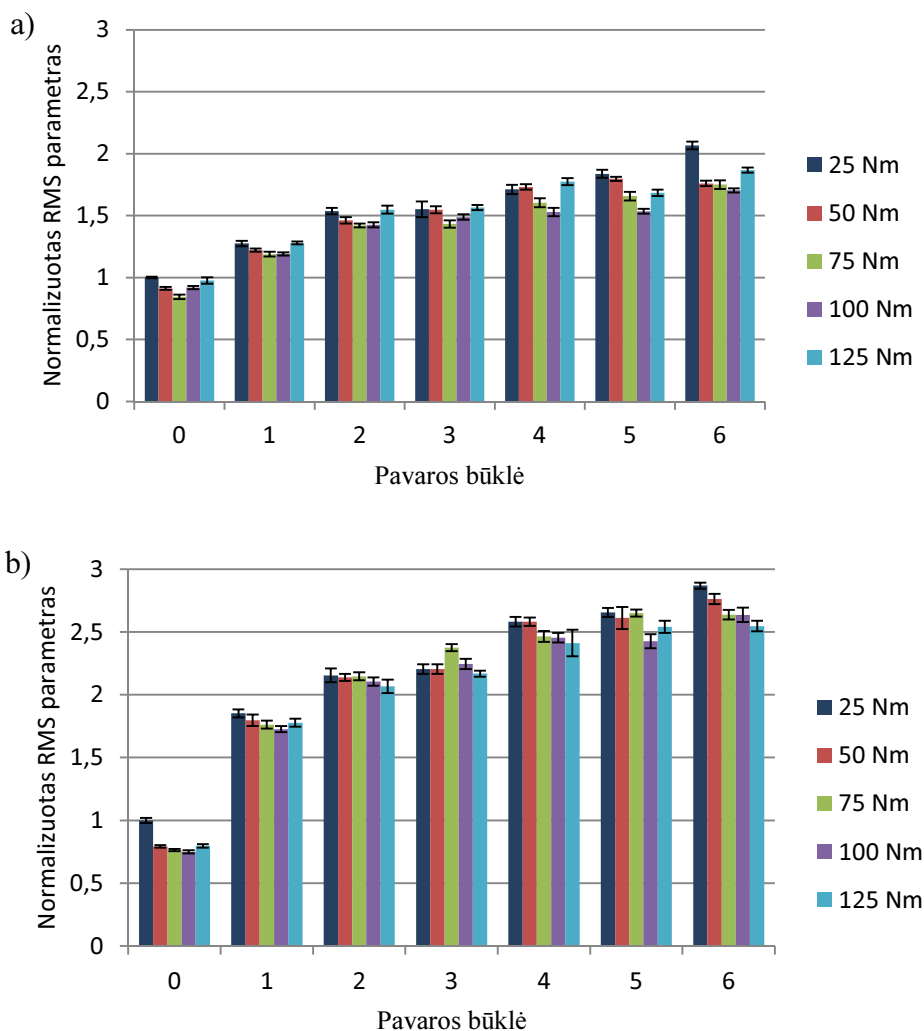
Fig. 4.25. Dynamic parameters of the hypoid gear: a) dependence of the RMS parameter of the vibration signal on rotational speed and torque; b) dependence of the RMS parameter of the acoustic emission signal on rotational speed and torque

Iš 4.25 paveikslo, b matyti, kad RMS parametras priklauso nuo sūkių, tačiau RMS parametras, kai yra 3000 aps/min ir 75 Nm, yra didesnis nei kai yra 4000 aps/min ir 75 Nm. Susieti RMS parametro dydį su sukimo momentu sunku, nes signalo pasikeitimas labai neženklaus.

Kaip matyti iš 4.25 paveikslo, naudojant VS ir AE signalus, RMS parametro reikšmė labai priklauso nuo sūkių. Būtina žinoti, kokiems sūkiams esant atliekami tyrimai. Pakartotinai atliekant hipoidinės pavaros diagnostiką matavimus reikia atlikti esant tiems patiems sukimosi greičiams.

Signalams apdoroti naudojama diskreti Vilnelių transformacija, pasirinkta Dobeshi 5 (DB5) Vilnelė. Ši Vilnelė turi gerą rezoliuciją žemų dažnių srityje. AE signalas skaidomas į vienuolika intervalų nuo 0 iki 102 400 Hz (4.26 pav., a ir D18 pav.), VS į 9 intervalus nuo 0 iki 25,6 kHz (4.26 pav., b ir D17 pav.), D17 ir D18 paveiksluose matyti, kaip atrodo signalas kiekviename iš šitų dažnio intervalų.

Kiekvienas dažnio intervalas apdorotas pasitelkiant 14 skirtingų parametų X1 – X14. Apdorojus duomenis nustatyta, kad X4, X7, X8, X9, X10, X12, X13, X14 nėra patikimi diagnostiniai parametrai, naudojant pasirinktą duomenų apdorojimo būdą.



4.27 pav. Normalizuotas RMS parametras, sūkliai 1000 aps/min: a) virpesių signalas; b) akustinė emisija

Fig. 4.27. Normalized RMS parameter under a rotational speed of 1000 RPM: a) vibration signal; b) acoustic emission

Visos klaidos: VS atveju 3 klaidos, o AE atveju 5 klaidos, buvo padarytos, kai krumpliaratis turėjo dviejų ar trijų krumplių pažaidas (3.6 pav., e ir f, 5 ir 6

būklės). Kai vienas krumpliaračio krumplys turi pažaidą, naudojama metodika veikia be klaidų ir leidžia nustatyti pažaidos didėjimą.

4.9 lentelė. Diagnostikos klaidų skaičius

Table 4.9. Number of diagnostic errors

Diagnostinis parametras	VS			AE		
	Dažnio intervalas, Hz			Dažnio intervalas, Hz		
	3200–6400	6400–12 800	12 800–25 600	3200–6400	6400–12 800	12 800–25 600
X6	43 (28)	7 (3)	30 (27)	77 (60)	16 (6)	24 (21)
X12	43 (29)	6 (3)	30 (27)	73 (56)	14 (5)	24 (21)
X1	48 (31)	20 (16)	36 (31)	74 (57)	21 (15)	32 (24)
X2	47 (32)	17 (8)	36 (31)	77 (59)	25 (16)	28 (21)
X7	46 (31)	7 (3)	31 (28)	65 (48)	15 (5)	23 (20)
X3	43 (29)	7 (3)	31 (27)	74 (57)	14 (5)	23 (20)

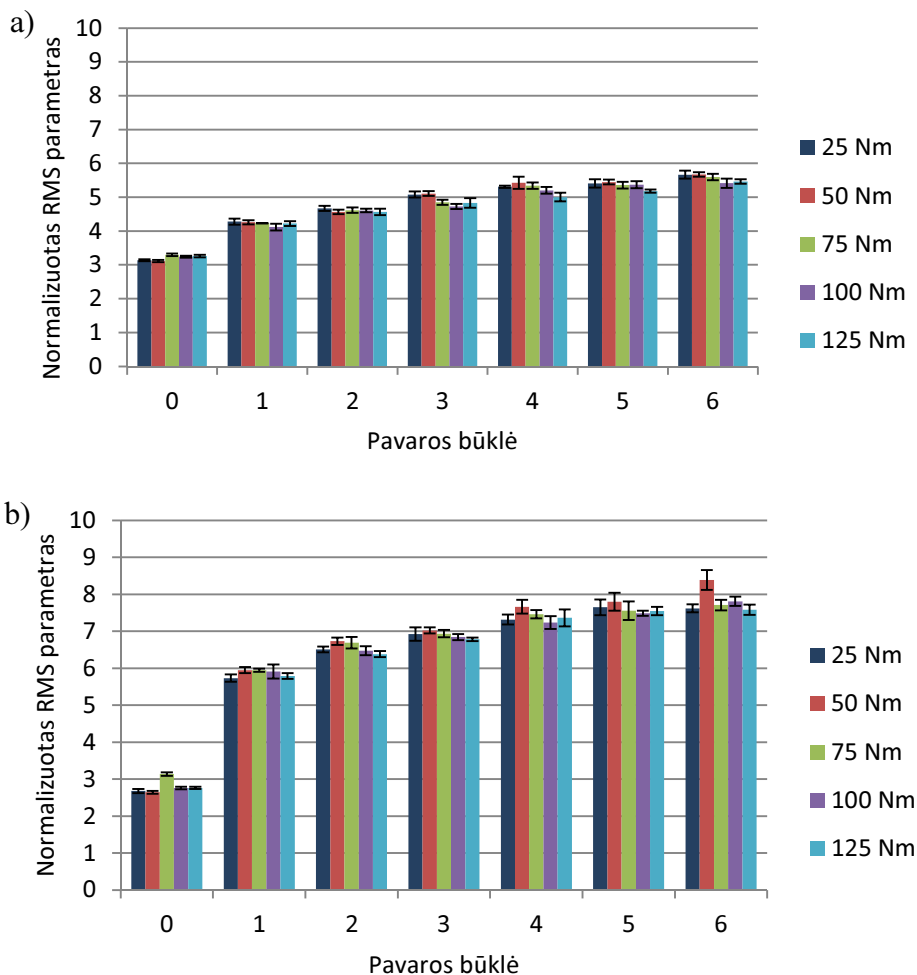
Iš 4.9 lentelės matyti, kad duomenų skaidymas į intervalus, pateiktus 4.26 paveiksle, nereikalingas, jeigu būtų sumažintas įrašymo įrangos duomenų fiksavimo dažnis iki 25 600 Hz, užtektų dviejų dažnio intervalų. Geriausiai pažaidos aptinkamos, kai yra aukšti dažniai. Galima iškelti hipotezę, kad DB5 Vilnelės naudojimas šituo atveju nėra būtinas ir galima naudoti Haar Vilnelę, tačiau hipotezė turi būti patikrinta.

Tolesniame tyrime RMS parametras normalizuojamas, o normalizavimo daugiklis pasirenkamas RMS esant 1000 aps/min ir 25 Nm, gautas parametras žymimas NRMS. Šio parametro reikšmės pateiktos 4.27–4.32 paveiksluose, naudojamas dažnio intervalas nuo 6,4 iki 12,8 kHz. NRMS parametrų reikšmių patikimumo intervalai su 95 % reikšmingumu pateikti 4.27–4.31 paveiksluose.

Naudojant VS ir AE esant 1000 aps/min sūkiams buvo nustatytos 2 klaidos (VS 50 Nm, 1000 aps/min, 6 būklė; 125 Nm, 1000 aps/min 5 būklė; AE 75 Nm, 1000 aps/min, 6 būklė; 100 Nm, 1000 aps/min, 5 būklė). 4.27 paveiksle parodytas NRMS parametro kitimas nuo sukimo momento ir pavaros būklės. AE signalo NRMS labiausiai kito, kai į sistemą buvo įvesta pirma pažaida (4.27 pav., b). Didžiausia NRMS parametro reikšmė 2,868 esant 6 hipoidinės pavaros būklei ir esant sukimo momentui 25 Nm. Didžiausia virpesių signalo NRMS reikšmė 2,067 gauta taip pat esant 6 būklei ir 25 Nm sukimo momentui. Iš 4.28 paveikslo matyti, kad AE signalo NRMS pokyčiai yra didesni nei naudojant VS.

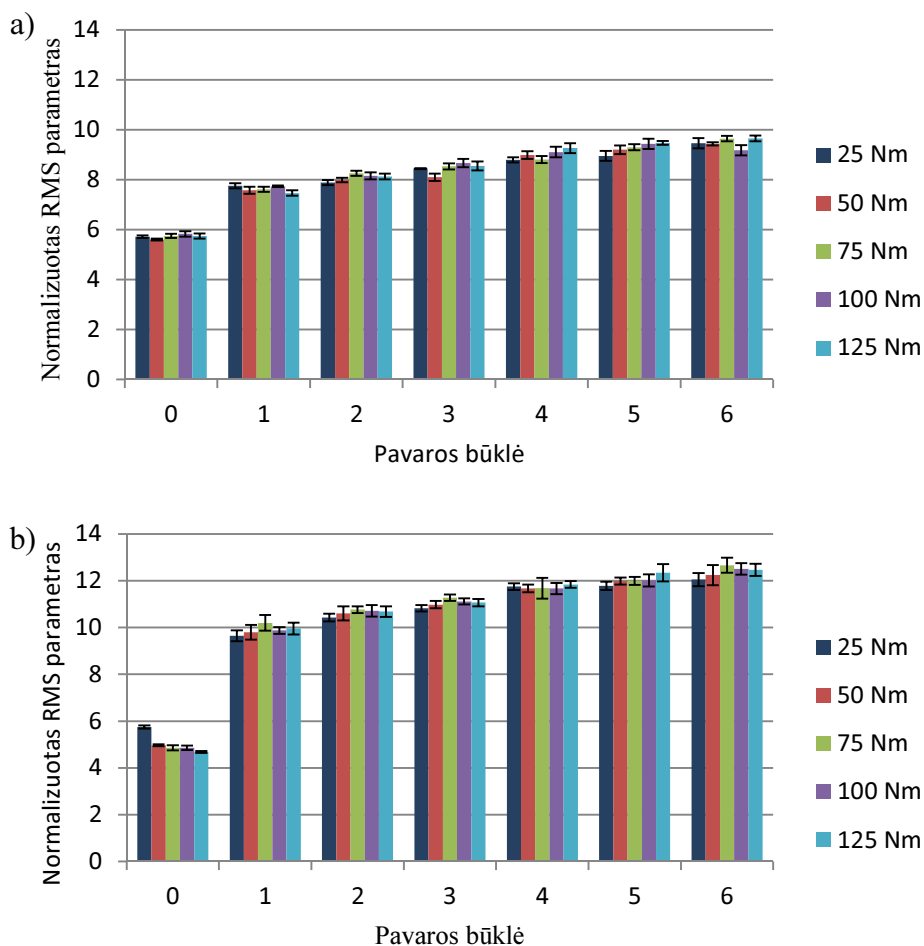
Nagrinėjant parametrus, kai yra 2000 aps/min (4.28 pav.), naudojant VS visos pažaidos buvo aptiktos teisingai, o taikant AE metodą buvo nustatyta viena klaida (AE 25 Nm, 2000 aps/min, 6 būklė).

Esant 3000 aps/min (4.29 pav.) taikant AE metodą visos pažaidos buvo aptiktos teisingai, o taikant VS metodą buvo nustatyta viena klaida (VS 100 Nm, 3000 aps/min, 6 būklė).



4.28 pav. NRMS parametras, sūčiai 2000 aps/min: a) virpesių signalas; b) akustinė emisija

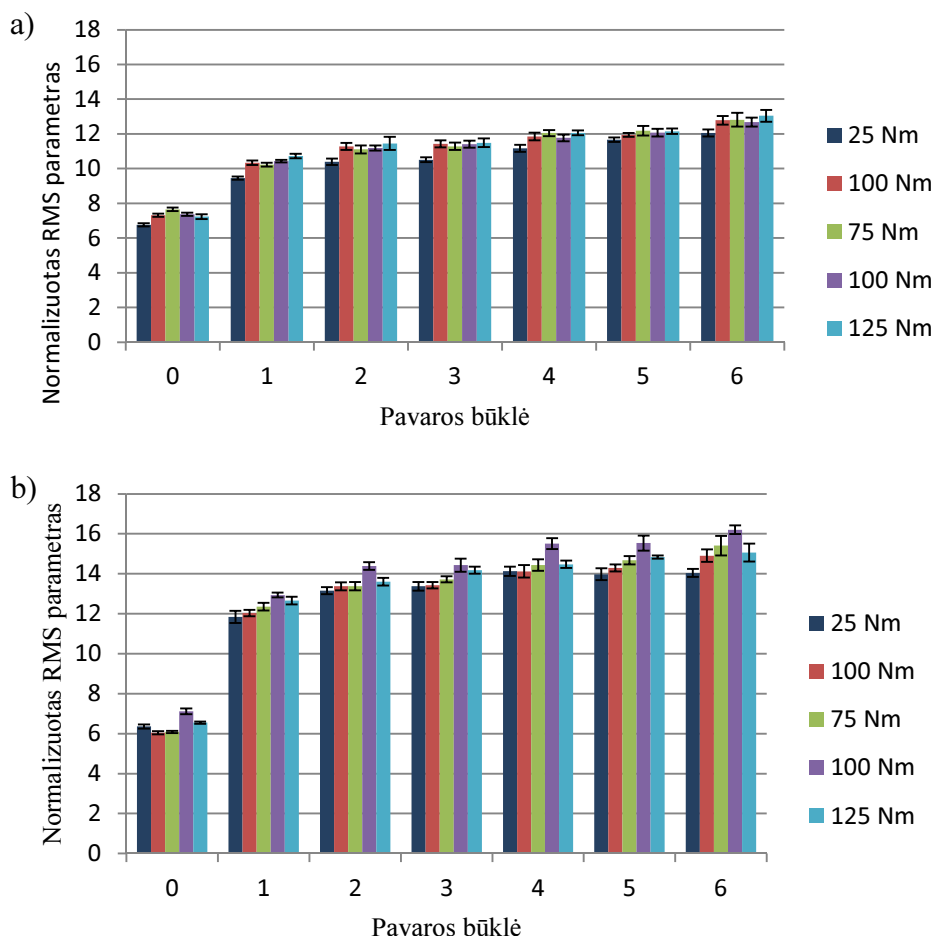
Fig. 4.28. NRMS parameter under a rotational speed of 2000 RPM: a) vibration signal; b) acoustic emission



4.29 pav. NRMS parametras, sūčiai 3000 aps/min: a) virpesių signalas; b) akustinė emisija

Fig. 4.29. NRMS parameter under a rotational speed of 3000 RPM: a) vibration signal; b) acoustic emission

Esant 4000 aps/min (4.30 pav.) taikant VS metodą visos pažaidos buvo aptiktos teisingai, taikant AE metodą buvo nustatytos 2 klaidos (AE 25 Nm, 4000 aps/min, 5, 6 būklės).



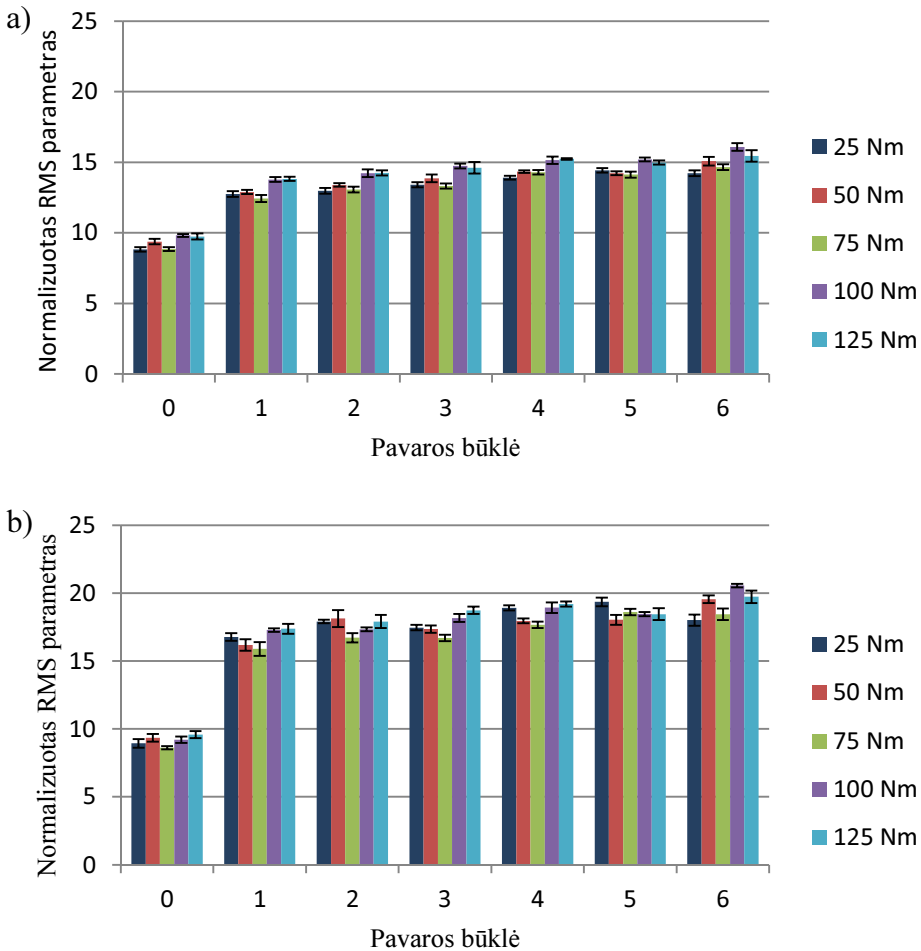
4.30 pav. NRMS parametras, sūčiai 4000 aps/min: a) virpesių signalas; b) akustinė emisija

Fig. 4.30. NRMS parameter under a rotational speed of 4000 RPM: a) vibration signal; b) acoustic emission

Esant 5000 aps/min (4.31 pav.) taikant VS metodą buvo nustatytos 4 klaidos (VS 25 Nm, 5000 aps/min, 6 būklė; 50 Nm, 5000 aps/min, 5 būklė; 75 Nm, 5000 aps/min, 5 būklė; 125 Nm, 5000 aps/min, 5 būklė), taikant AE metodą nustatytos 9 klaidos (AE 25 Nm, 5000 aps/min, 3, 6 būklės; 50 Nm, 5000 aps/min, 3, 4, 5 būklės; 75 Nm, 5000 aps/min, 3, 6 būklės; 100 Nm, 5000 aps/min, 5 būklė; 125 Nm, 5000 aps/min, 5 būklė). Esant sūčiams 5000 aps/min, taikant AE ir VS metodus klaidų skaičius padidėja daugiau nei

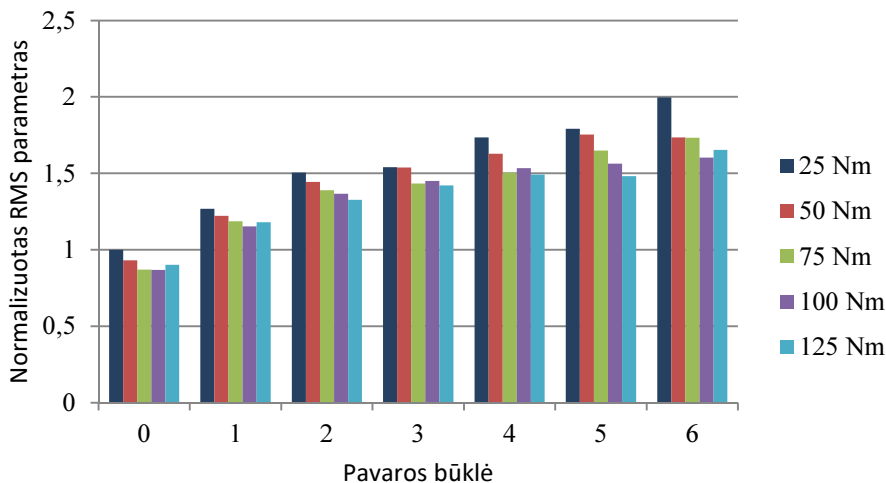
dvigubai, nagrinėjamos pavaros būklės diagnozavimas esant tokiems sūkiams nėra patikimas.

Esant skirtingiems sukimosi greičiams NRMS parametro didėjimo tendencija išlieka vienoda. Taikant AE metodą parametras didėja labiau nei naudojant VS, ypač ryškus parametro padidėjimas įvedus pirmą pažaidą (1 būklė).



4.31 pav. NRMS parametras, sūkių 5000 aps/min: a) virpesių signalas; b) akustinė emisija

Fig. 4.31. NRMS parameter under a rotational speed of 5000 RPM: a) vibration signal; b) acoustic emission



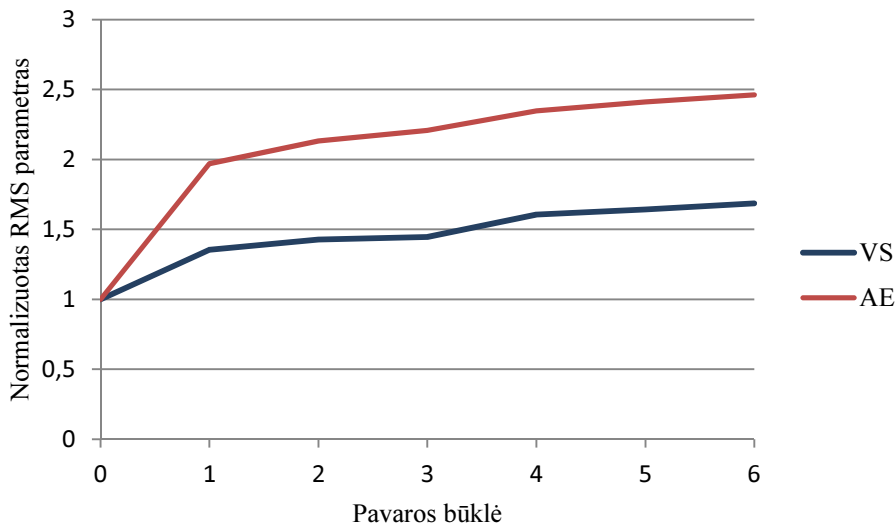
4.32 pav. Virpesių signalo Normalizuotas RMS parametras, sukiai 1000 aps/min, naudota Haar Vilnelė

Fig. 4.32. NRMS parameter of the vibration signal under a rotational speed of 1000 RPM, Haar Wavelet used

Anksčiau darbe buvo iškelta hipotezė, kad DB5 Vilnelių naudojimas gali būti netikslingas, o užtenka panaudoti Haar Vilnelę. Hipotezei patikrinti buvo apdoroti VS matavimo duomenys esant 1000 aps/min naudojant Haar Vilnelę. Kaip galima matyti iš 4.27 paveikslo, a ir 4.32 paveikslo esant sukiam 1000 aps/min, nepriklausomai nuo pasirinkto Vilnelės tipo, nustatytos tos pačios klaidos (50 Nm, 1000 aps/min, 6 būklė; 125 Nm, 1000 aps/min, 5 būklė). Haar Vilnelės naudojimas yra galimas atliekant hipoidinės pavaros diagnostiką.

Diagnostikos tikslas – kuo tiksliau ir greičiau nustatyti pažaidas. Tam reikia racionališkai parinkti matavimo įrangos parametrus, duomenų apdorojimo algoritmą. Hipoidinės pavaros diagnostikai atlikti užtenka nustatyti matavimo įrangos fiksavimo dažnį 25 600 S/s, signalui apdoroti užtenka parinkti Haar Vilnelę, duomenis išskaidyti į du dažnio intervalus nuo 0–6,4 kHz ir 6,4–12,8 kHz. Diagnostikai naudoti dažnio intervalą nuo 6,4 iki 12,8 kHz, gautam signalui apdoroti naudoti NRMS. Hipoidinės pavaros varančiojo krumpliaračio sukimosi greitis turi būti nuo 1000 iki 4000 aps/min, sukimo momentas nuo 25 Nm iki 125 Nm. Esant sukiam 5000 aps/min klaidų skaičius išauga. Pateiktas algoritmas tinka hipoidinės pavaros būklei nustatyti, kai krumpliaratis turi pažaidą ant vieno krumplio. Algoritmas leidžia nustatyti, kada atsiranda pažaida, stebėti jo augimą. Atlikta po 100 nepriklausomų matavimų, taikant AE ir VS metodus, neužfiksuota nė vienos klaidos. Kai hipoidinės

pavaros krumpliaratis turi kelių krumplių pažaidas, atsiranda pažaidos nustatymo klaidų. Atlikta po 40 nepriklausomų matavimų, naudojant VS metodą ir NRMS parametą nustatytos 3 klaidos. Taikant AE metodą ir NRMS parametą nustatytos 5 klaidos.



4.33 pav. Metodų jautrumo palyginimas

Fig. 4.33. Comparison of the sensitivity of the applied methods

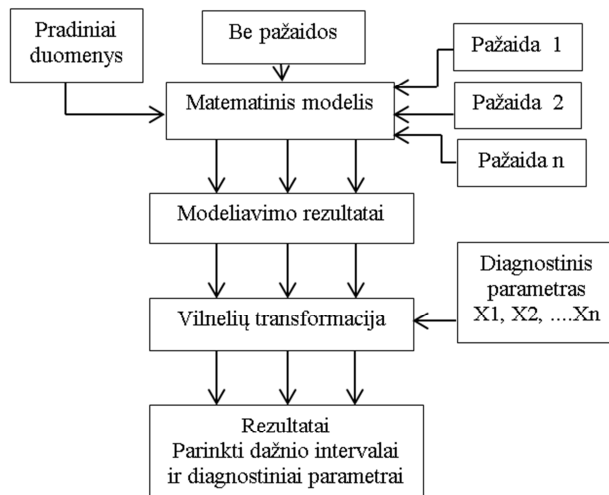
Norint nustatyti, kuris iš metodų yra jautresnis pažaidos aptikimui, pakanka išnagrinėti 4.27–4.32 pav., iš kurių aiškiai matyti, kad AE metodas yra jautresnis pažaidos aptikimui.

4.33 paveiksle pateikti duomenys iš 4.29 pav. (sūčiai 3000 aps/min, apkrova 50 Nm). Išmatuoto signalo reikšmė esant būklei 0 prilyginama 1 ir AE, ir VS atveju. Iš 4.33 paveikslo matoma, kad atsiradus pažaidai (1 būklė), AE signalas didėja iki 1,97, VS iki 1,35. Iš čia matyti, kad AE metodas yra jautresnis, tačiau pažaidai didėjant abi kreivės keičiasi vienodai ir skirtumas išlieka pastovus. Tai reiškia, kad pažaidai didėjant abiejų metodų jautrumas yra vienodas.

4.7. Diagnostikos metodika

Remiantis anksčiau gautais rezultatais pateikiama diagnostikos metodika, schemiškai ji pateikta 4.34 paveiksle.

Iš pradžių reikia nustatyti diagnozuojamo elemento techninius parametrus (pradiniai duomenys). Jeigu tai guolis, užtenka žinoti numerį, iš to galima sužinoti geometriją ir kitus parametrus, reikalingus modeliavimui. Jeigu diagnozuojamas elementas – krumpliaratinė pavara, reikia žinoti modulį, krumplių pločius, krumplių skaičių, tačiau neprivaloma, reikalui esant krumplių skaičių galima nustatyti iš išmatuoto virpesių signalo.



4.34 pav. Diagnostikos metodikos algoritmas

Fig. 4.34. Algorithm for the methodology of diagnostics

Toliau į matematinius modelius įrašomi elementų pradiniai duomenys, atliekama simuliacija, nustatomos dinaminės charakteristikos, į sistemą įvedamos pažeidos, nustatoma, kuriuose dažnio intervaluose yra didžiausi diagnostinių parametų pokyčiai. Diagnostiniai parametrai yra maksimali reikšmė, mojus ir RMS. Nustačius dažnio intervalus galima atlikti realaus įrenginio diagnostiką.

4.8. Ketvirtojo skyriaus išvados

1. Siūlomas riedėjimo guolio su pažeidomis modelis yra tinkamas realaus guolio būklei nustatyti. Taikant šį modelį buvo išrinkti diagnostiniai parametrai (X_1 , X_2 , X_3), kurie jautriausiai reaguoja į pažeidos atsiradimą, nustatyti dažnio intervalai, kuriuose diagnostinių parametų reikšmės didėja atsiradus pažeidai. Tirtu guolio su pažeidomis

dinaminių parametų tyrimams naudotini dažnio intervalai nuo 780 Hz iki 3125 Hz.

2. Siūlomas tiesiakrumplės pavaros su pažaidomis modelis yra tinkamas pavaros būklei nustatyti. Taikant šį modelį buvo išrinkti diagnostiniai parametrai (X_1 , X_2), jie jautriausiai reguoja į pažaidos atsiradimą ir jos didėjimą. Nustatyti dažnio intervalai, kuriuose diagnostinių parametų reikšmės didėja atsiradus pažaidai. Tirtos pavaros su pažaidomis, dinaminių parametų tyrimams naudotini dažnio intervalai nuo 1250 Hz iki 5000 Hz. Naudojant virpesių signalo matavimą ir sukurta diagnostinę metodiką, nustatyta, kad jautriausias yra intervalas nuo 1250 Hz iki 2500 Hz. X_1 parametro padidėjimas šitame intervale yra apie 65 % didesnis, nei to paties parametro padidėjimas netaikant metodikos. X_2 parametro padidėjimas šitame intervale yra apie 50 % didesnis, nei to paties parametro padidėjimas netaikant metodikos. Taikant AE metodą, gauti geri rezultatai (pažaidos diagnozuotos be klaidų) dažnio intervaluose nuo 780 iki 6250 Hz.
3. Ištirta tiesiakrumplės pavaros dinamika, kai krumpliaratis modeliuojamas su deformuojamais krumpliais. Nustatyta, kad krumpliui modeliuoti BEM reikia naudoti Timošenko elementus vietoj paprastų strypinių elementų. Dėl elementų geometrijos (ilgio ir pločio santykio) reikia vertinti skersinių jėgų poveikį. Tobulinant modelį reikia įvertinti krumplio profilio nelygumus, tarpelius tarp krumplių, pažaidas.
4. Tiriant hipoidinės pavaros dinaminį procesą eksperimentiniu būdu nustatyta: pavaros diagnostikai tinka dažnio intervalas nuo 6,4 iki 12,8 kHz, diagnostikos parametru šitame intervale verta pasirinkti NRMS (arba X_3 – RMS), varančiojo veleno sukiai gali kisti nuo 1000 iki 4000 aps/min, sukimo momentas nuo 25 iki 125 Nm, naudojama diskreti Vilnelės transformacija, parinkta DB5 Vilnelė.
5. Nustatyta, kad akustinės emisijos metodas yra jautresnis hipoidinės pavaros krumpliaračio krumplio pažaidos atsiradimo nustatymui nei virpesių matavimas. Atsiradus pažaidai AE signalo NRMS reikšmė padidėja vidutiniškai apie 1,85 karto, VS NRMS reikšmė padidėja apie 1,35 karto (sukimo momentas 25 Nm, dažnio intervale nuo 6,4 iki 12,8 kHz, diagnostinis parametras NRMS). Didėjant pažaidai, taikant abu metodus, diagnostinių parametų reikšmės didėja vienodai.

Bendrosios išvados

1. Sukurta transporto mašinų transmisijos elementų (riedėjimo guolių ir krumpliaratinių pavarų) diagnostikos metodika, kuri remiasi sukurtų transmisijos elementų matematiniais modeliais, akustinės emisijos ir virpesių signalo matavimu ir duomenų apdorojimu naudojant Vilnelių transformaciją.
2. Sukurtas rutulinio riedėjimo guolio matematinis modelis. Modelyje yra įvertinti tarpeliai tarp riedėjimo elementų ir guolio žiedų, kintamas standumas, žiedų banguotumas ir veleno disbalansas. Naudojant sukurtą modelį ištirta guolio su vidinio žiedo ir išorinio žiedo pažaidomis dinamika. Taikant šį modelį buvo išrinkti diagnostiniai parametrai (X_1 – maksimali reikšmė, X_2 – mojus, X_3 – RMS), kurie jautriausiai reaguoja į pažaidos atsiradimą. Nustatyti dažnio intervalai, kuriuose diagnostinių parametrų reikšmės labiausiai didėja atsiradus pažaidai. Tirta guolio su pažaidomis dinaminį parametrų tyrimams naudotini dažnio intervalai nuo 780 Hz iki 3125 Hz. Matematinio modeliavimo rezultatai sutapo su eksperimentinių tyrimų rezultatais. Siūlomas riedėjimo guolio su pažaidomis modelis yra tinkamas realaus guolio būklei nustatyti.
3. Sukurtas tiesiakrumplės pavaros matematinis modelis. Modelyje yra įvertinti tarpeliai tarp krumplių, kintamas standumas, tarpašinio atstumo pokytis dirbant pavarai, velenų disbalansas. Naudojant pateiktą modelį

ištirta pavaros su nulaužta krumplio viršūne dinamika. Taikant šį modelį buvo išrinkti diagnostiniai parametrai (X_1 – maksimali reikšmė, X_2 – mojus), jie jautriausiai reaguoja į pažaidos atsiradimą ir jos didėjimą. Nustatyti dažnio intervalai, kuriuose diagnostinių parametru reikšmės labiausiai didėja atsiradus pažaidai. Tirtos pavaros su pažaidomis, dinaminų parametru tyrimams naudotini dažnio intervalai nuo 1250 Hz iki 5000 Hz. Naudojant virpesių signalo matavimą ir sukurtą diagnostinę metodiką, nustatyta, kad jautriausias yra intervalas nuo 1250 Hz iki 2500 Hz. X_1 parametro padidėjimas šitame intervale apie 65 % didesnis, nei to paties parametro padidėjimas netaikant sukurtos metodikos. X_2 parametro padidėjimas šitame intervale apie 50 % didesnis, nei to paties parametro padidėjimas netaikant metodikos. Naudojant AE metodą gauti geri rezultatai (pažaidos diagnozuotos be klaidų) dažnio intervaluose nuo 780 Hz iki 6250 Hz.

4. Ištirta tiesiakrumplės pavaros dinamika, kai krumpliaratis modeliuojamas su deformuojamais krumpliais. Nustatyta, kad krumpliui modeliuoti BEM reikia naudoti Timošenko elementus vietoj paprastų strypinių elementų. Dėl elementų geometrijos (ilgio ir pločio santykio) reikia vertinti skersinių jėgų poveikį. Tobulinant modelį reikia įvertinti krumplio profilio nelygumus, tarpelius tarp krumplių, pažaidas.
5. Tiriant hipoidinės pavaros dinamiką eksperimentiniu būdu nustatyti dažnio intervalai naudotini diagnostikai atlikti, parinktas diagnostinis parametras NRMS. Ištirtas virpesių matavimo ir akustinės emisijos metodų tinkamumas, pritaikomumas transporto mašinų transmisijų elementų diagnostikai. Nustatyta, kad akustinės emisijos metodas yra jautresnis pažaidos atsiradimo aptikimui. Didėjant pažaidai, naudojant abu metodus, diagnostinių parametru reikšmės didėja vienodai.

Literatūra ir šaltiniai

Amabili, M.; Rivola, A. 1997. Dynamic analysis of spur gear pairs: steady state response and stability of the SDOF model with time-varying meshing damping, *Mechanical System and Signal Processing* 11(3): 375–90.

Atanasiu, V.; Doroftei, I. 2008. Dynamic Contact Loads of Spur Gear Pairs with Addendum Modifications, *European Journal of Mechanical and Environmental Engineering* fall: 21–26.

Barzdaitis, V.; Mažeika, P. 2010. Diagnostics practice of heavy duty high speed gear transmissions, *Mechanika* 81(1): 58–61.

Barzdaitis, V.; Bogdevičius, M.; Didžiokas, R.; Vasylius, M. 2009. Modeling and diagnostics of gyroscopic rotor, *Journal of vibroengineering* 11(4): 627–635.

Barzdaitis, V.; Bogdevičius, M.; Didžiokas, R. 2006. Dynamic processes of rotating system with coupling, *Trans Tech Publications Inc.* 113: 213–218.

Bogdevičius, M. 2008. *Mechatroninių sistemų ir elementų modeliavimas*. Vilnius: Vilniaus pedagoginio universiteto leidykla, p.265.

Cheon, G. J. 2007. Nonlinear Behavior Analysis of Spur Gear Pairs With a One-Way Clutch, *Journal of Sound and Vibration* 301: 760–776.

Elforjani, B.; Mba, D. 2010. Accelerated natural fault diagnosis in slow speed bearings with Acoustic Emission, *Engineering Fracture Mechanics* 77: 112–127.

Fakher, C.; Walid, B.; Mohamed, S. A.; Mohamed, H. 2008. Effect of spalling or tooth breakage on gear mesh stiffness and dynamic response of a one-stage spur gear transmission, *European Journal of Mechanics A/Solids* 27: 691–705.

Fan, X.; Zuo, M. J. 2006. Gearbox fault detection using Hilbert and wavelet packet transform, *Mechanical Systems and Signal Processing* 20: 966–982.

Fakhfakh, T.; Walha, L.; Louati, J.; Haddar, M. 2005. Effect of manufacturing and assembly defects on two-stage gear system vibration, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 29(9): 1008–1018.

Frolov, V. K.; Kosarev, O. I. 2003. Control of Gear Vibrations at Their Source, *International Applied Mechanics* 39(1): 49–55.

Gavin, H. P. 2014. CEE 541. Structural Dynamics – Duke University Lecture course. p.30.

Hajnayeb, A.; Ghasemloonia, A.; Khadem, S. E.; Moradi, M. H. 2011. Application and comparison of an ANN-based feature selection method and the genetic algorithm in gearbox fault diagnosis, *Expert Systems with Applications* 38: 10205–10209.

Harsha, S. P.; Sandeep, K.; Prakash, R. 2005. Nonlinear dynamic behaviours of rolling element bearings due to surface waviness, *Journal of Sound and Vibration* 272: 557–580.

Harsha, S. P. 2005. Nonlinear dynamic analysis of an unbalanced rotor supported by roller bearing, *Chaos, Solitons & Fractals* 26(1): 47–66.

Harsha, S. P.; Kankar, P. K. 2004. Stability analysis of a rotor bearing system due to surface waviness and number of balls, *International Journal of Mechanical Sciences* 46: 1057–1081

He, Q.; Kong, F.; Yan, R. 2007. Subspace-based gearbox condition monitoring by kernel principal component analysis, *Mechanical Systems and Signal Processing* 21: 1755–1772.

He, S.; Cho, S.; Singh, R. 2008. Prediction of Dynamic Friction Forces in Spur Gears Using Alternate Sliding Friction Formulations, *Journal of Sound and Vibration* 309: 843–851.

Heng R. B. W.; Nor M. J. M. 1998. Statistical Analysis of Sound and Vibration Signals for Monitoring Rolling Element Bearing Condition, *Applied Acoustics*, 53(1): 211–226.

Huang, R.; Xi, L.; Li, X.; Liu, C. R.; Qiu, H.; Lee, J. 2007. Residual life predictions for ball bearings based on self-organizing map and back propagation neural network methods, *Mechanical Systems and Signal Processing* 21: 193–207.

Jasiński, M.; Radkowski, S. 2010. Use of Bispectral-Based Fault Detection Method in the Vibroacoustic Diagnosis of the Gearbox, *Engineering Asset Lifecycle Management* 19: 651–660.

Lebold, M.; McClintic, K.; Campbell, R.; Byington, C.; Maynard, K. 2000. Review of vibration analysis methods for gearbox diagnostics and prognostics, *Proceedings of the 54th Meeting of the Society for Machinery Failure Prevention Technology*, Virginia Beach, VA, May 1–4: 623–634.

Lei, Y.; Zuo, M. J. 2009. Gear crack level identification based on weighted K nearest neighbor classification algorithm, *Mechanical Systems and Signal Processing* 23: 1535–1547.

Litak, G.; Friswell, M. I. 2005. Dynamics of a gear System with Faults in Meshing Stiffness, *Nonlinear Dynamics* 41: 415–421.

Loutas, T. H.; Roulias, D.; Pauly, E.; Kostopoulos, V. 2011. The combined use of vibration, acoustic emission and oil debris on-line monitoring towards a more effective condition monitoring of rotating machinery, *Mechanical Systems and Signal Processing* 25(4): 1339–1352.

Loutas, T. H.; Sotiropoulos, G.; Kalaitzoglou, I.; Kostopoulos, V. 2009. Condition monitoring of a single-stage gearbox with artificially induced gear cracks utilizing on-line vibration and acoustic emission measurements, *Applied Acoustics* 70: 1148–1159.

Jia, S. X.; Howard, I. 2006. Comparison of localized spalling and crack damage from dynamic modelling of spur gear vibrations. *Mechanical Systems and Signal Processing* 20: 332–349.

Kahraman, A.; Singh, R. 1990. Non-linear dynamics of a spur gear pair, *Journal of Sound and Vibration* 142(1): 49–75.

Kang, Y.; Wang, C.-C.; Chang, Y.-P. 2007. Gear fault diagnosis in time domains by using Bayesian networks, *Theoretical Advances and Applications of Fuzzy Logic and Soft Computing Advances in Soft Computing* 42: 741–751.

Kiebusch, T.; Howard, I. 2007. A Common Formula for the Combined Torsional Mesh Stiffness of Spur Gears, *Proceedings of the 5th Australasian Congress on Applied Mechanics (ACAM 2007)*, Brisbane, Australia, 710–716.

Kim, Y. B.; Noah, S. T. 1996. Quasi-periodic response and stability analysis for a nonlinear Jeffcott rotor. *Journal of Sound and Vibration* 190: 239–53.

Kıral, Z.; Karagülle, H. 2006. Vibration analysis of rolling element bearings with various defects under the action of an unbalanced force, *Mechanical Systems and Signal Processing* 20: 1967–1991.

Kuang, J. H.; Lin, A. D. 2001. The effect of tooth wear on the vibration spectrum of a spur gear pair, *ASME Journal of Vibration and Acoustics* 123: 311–317.

Kuang, J.H.; Yang, Y. T. 1992. An Estimate of Mesh Stiffness and Load Sharing Ratio of a Spur Gear Pair, *Proceeding of ASME 12th International Power Transmission and Gearing Conference*, Scottsdale, Arizona: 1–9.

Maliha, R.; Dogruer, C. U.; Özgüven, H. N. 2004. Nonlinear Dynamic Modeling of Gear-Shaft-Disk-Bearing Systems Using Finite Elements and Describing Functions, *Journal of Mechanical Design* 126(3): 534–541.

Man, R.; Chen, Y.; Cao, Q. 2012. Research on dynamics and fault mechanism of spur gear pair with spalling defect. *Journal of Sound and Vibration* 331: 2097–2109.

Martin, H. R. 1989. Statistical moment analysis as a means of surface damage detection, *Proceedings of the 7th International Modal Analysis Conference*, Society for Experimental Mechanics, Schenectady, NY: 1016–1021.

Mažeika, P.; Didžiokas, R.; Barzdaitis, V.; Bogdevičius, M. 2008. Dynamics and Reliability of gear driver with antifriction bearings, *Journal of Vibroengineering* 10: 217–221.

Mba, D. 2003. Acoustic Emissions and monitoring bearing health, *Tribology Transactions* 46(3): 447–451.

Mba, D. Rao, R. B. K. N. 2006 Development of Acoustic Emission Technology for Condition Monitoring and Diagnosis of Rotating Machines; Bearings; Gearboxes, Engines and Rotating Structures, *The Shock and Vibration Digest*, Vol. 38(1): 3–16.

McClintic, K.; Lebold, M.; Maynard, K.; Byington, C.; Campbell, R. 2000 Residual and difference feature analysis with transitional gearbox data, *Proceedings of the 54th Meeting of the Society for Machinery Failure Prevention Technology*, Virginia Beach, VA, May 1–4: 635–645.

Mohammeda, O. D.; Rantatalo, M.; Aidanpää, J.O.; Kumar, U. 2013. Vibration signal analysis for gear fault diagnosis with various crack progression scenarios, *Mechanical Systems and Signal Processing* 41: 176–195.

Ozguven, H. N.; Houser, D. R. 1988. Mathematical model used in gear dynamics—a review, *Journal of Sound and Vibration* 121: 383–411.

Patil, M. S.; Mathew, J.; Rajendrakumar, P.K.; Desai, S. 2010. A theoretical model to predict the effect of localized defect on vibrations associated with ball bearing, *International Journal of Mechanical Sciences* 52: 1193–1201.

Pereira, C. M.; Ramalho, A. L.; Ambrosio J. A. 2011. A Critical Overview of Internal and External Cylinder Contact Force Models, *Nonlinear Dynamics* 63(4): 681–697.

- Qu, J.; Liu, Z.; Zuo, M. J.; Huang, H-Z. 2011. Feature selection for damage degree classification of planetary gearboxes using support vector machine, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 225(9): 2250–2264.
- Saad, A.D.; Raja Hamzah, R. I.; Mba, D. 2009. Observations of changes in acoustic emission waveform for varying seeded defect sizes in a rolling element bearing, *Applied Acoustics* 70: 58–81.
- Sadettin, O.; Nizami, A.; Veli C. 2006. Vibration monitoring for defect diagnosis of rolling element bearings as a predictive maintenance tool: Comprehensive case studies, *NDT&E International* 39: 293–298.
- Sait, A. S.; Sharaf-Eldeen, Y. I. 2011. A review of gearbox condition monitoring based on vibration analysis techniques diagnostics and prognostics, *Proceedings of the 29th IMAC, A Conference on Structural Dynamics*: 307–324.
- Samanta, B.; Al-Balushi, K. R. 2003. Artificial neural network based fault diagnostics of rolling element bearings using time-domain features, *Mechanical Systems and Signal Processing* 17(2): 317–328.
- Sankaravelu, A.; Noah, S. T.; Burger, C.P. 1994. Bifurcation and chaos in ball bearings, *AMD-Vol. 192/ASME DE* 78: 313–325.
- Sopanen, J.; Mikkola, A. 2003. Dynamic model of a deep-groove ball bearing including localized and distributed defects, Part1: theory, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, PartK: Journal of Multi-body Dynamics* 217: 201–212.
- Sopanen, J.; Mikkola, A. 2003. Dynamic model of a deep-groove ball bearing including localized and distributed defects. Part 2: implementation and results, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, PartK: Journal of Multi-body Dynamics* 217: 213–223.
- Staszewski, W. J.; Worden, K. 1997. Classification of Faults in Gearboxes – Pre-processing Algorithms and Neural Networks, *Neural Computing & Applications* 5(3): 160–183.
- Tadina, M.; Boltežar, M. 2011. Improved model of a ball bearing for the simulation of vibration signals due to faults during run-up, *Journal of Sound and Vibration* 330: 4287–4301.
- Tamura, A.; Taniguchi, O. 1961. On the subharmonic vibration of the order one half caused by passing balls in a ball bearing, *Bulletin of JSME Vol. 4 No. 14*: 193–200.
- Tan, C. K.; Mba, D. 2005. Identification of the acoustic emission source during a comparative study on diagnosis of a spur gearbox, *Tribology International* 38: 469–480.
- Tandon, N. 1994. A comparison of some vibration parameters for the condition monitoring of rolling element bearings, *Measurement*, 12(3): 285–289.
- Tandon, N.; Choudhury, A. 1999. A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings, *Tribology International* 32: 469–480.
- Taylor, J. I.; Kirkland, D. W. 2004. The bearing analysis handbook: A practical guide for solving vibration problems in bearings, *Vibration Consultant* 291.
- Utagawa, M. 1958. Dynamic Loads on Spur Gear Teeth, *The Japan Society of Mechanical Engineers* 1(4): 397–403.
- Vaishya, M.; Singh, R. 2001. Sliding friction-induced non-linearity and parametric effects in gear dynamics, *Journal of Sound and Vibration* 248(4): 671–694.
- Walha, L.; Fakhfakh, T.; Haddar, M. 2009. Nonlinear Dynamics of a Two-Stage Gear System With Mesh Stiffness Fluctuation, Bearing flexibility and backlash, *Mechanism and Machine Theory* 44(5): 1058–1069.

- Wang, W.; Ismail, Q. F.; Golnaraghi, M. F. 2001. Assessment of gear damage monitoring techniques using vibration measurements, *Mechanical Systems and Signal Processing* 15(5): 905–922.
- Wang, X.; Makis, V.; Yang, M. 2010. A wavelet approach to fault diagnosis of a gearbox under varying load conditions, *Journal of Sound and Vibration* 329: 1570–1585.
- Wang, J.; Li, R.; Peng, X. 2003. Survey of nonlinear vibration of gear transmission systems, *Applied Mechanics Reviews* 56: 309–329.
- Wojnarowski, J.; Onishchenko, V. 2003. Tooth wear effects on spur gear dynamics, *Mechanism and Machine Theory* 38: 161–178.
- Yan, R.; Gao, R. X. 2010. Harmonic wavelet-based data filtering for enhanced machine defect identification, *Journal of Sound and Vibration* 329: 3203–3217.
- Yamamoto, T. 1955. On the vibration of a shaft supported by bearing having radial clearances, *Trans JSME* 21: 182–92.
- Yoshioka, T.; Fujiwara, T. 1982. New acoustic emission source locating system for the study of rolling contact fatigue, *Wear*, 81(1): 183–186.
- Yoshioka T, Fujiwara T. 1984. Application of acoustic emission technique to detection of rolling bearing failure, *American Society of Mechanical Engineers, Production Engineering Division publication PED*, p 14.
- Yu, J-B. 2011. Bearing performance degradation assessment using locality preserving projections, *Expert Systems with Applications* 38: 7440–7450.
- Zakrajsek, J. J.; Townsend, D. P.; Decker, H. J. 1993. An analysis of gear fault detection methods as applied to pitting fatigue failure data, *The Systems engineering Approach to Mechanical Failure Prevention*, Technical report, 47th Meeting of the MFPG, p. 12.
- Zamponi, L.; Mermoz, E.; Linares, J. M.; Sprauel J. M. 2009. Impact of geometrical defects on bearing assemblies with integrated raceways in aeronautical gearboxes, *Mechanism and Machine Theory* 44: 1108–1120.
- Zouari, S. Maatar, M.; Fakhfakh, T.; Haddar, M. 2007. Three-Dimensional Analyses by Finite Element Method of a Spur Gear: Effect of Cracks in the Teeth Foot on the Mesh Stiffness, *Journal of Failure Analysis and Prevention* 7: 475–481.
- Айрапетов Э. Л. 1980. Колебания машин, конструкций и их элементов, Москва: Машиностроение. 544 с.
- Аугустайтис, В. К. 1994. Анализ и синтез колебаний машин в применении к приводу металлорежущих станков, Вильнюс: Техника. 308 с.
- Марюнас, М. 1993. Кинематические зубчатые передачи с силовым замыканием звеньев.
- Рагульскис, К. М. Юркаускас, А.; Атступенас, В.; Виткуте, А.; Кульвец А. 1974. Вибрации подшипников. 392 с.

Autoriaus mokslinių publikacijų disertacijos tema sąrašas

Straipsniai recenzuojamuose mokslo žurnaluose

Skrickij, Viktor; Bogdevičius, Marijonas. 2010. Vehicle gearbox dynamics: centre distance influence on mesh stiffness and spur gear dynamics, *Transport*. Vilnius: Technika. ISSN 1648-4142. Vol. 25, no. 3: 278–286. (Science Citation Index Expanded (Web of Science)).

Bogdevičius, Marijonas; Skrickij, Viktor. 2013 Investigation of dynamic processes in ball bearings with defects, *Mechatronic Systems and Materials IV. Solid State Phenomena*. Switzerland: Trans Tech Publications Ltd. (Solid State Phenomena, Vol. 198, ISSN 1392-4044). ISSN 1012-0394. Vol. 4: 651–656. (Science Citation Index Expanded (Web of Science)).

Skrickij, Viktor. 2010. Cilindrinų tiesiakrumplių krumpliaračių pažaidų tyrimas, *Mokslas – Lietuvos ateitis = Science – future of Lithuania: mechanika, medžiagų inžinerija, pramonės inžinerija ir vadyba* Vilnius: Technika. ISSN 2029–2341. T. 2, nr. 4: 91–94. (Index Copernicus).

Skrickij, Viktor. 2010 Automobilio pavarų dėžės cilindrinų tiesiakrumplių krumpliaračių krumplių kontaktinės sąveikos tyrimas, *Mokslas – Lietuvos ateitis: Statyba, transportas, aviacinės technologijos = Science – Future of Lithuania: Civil and Transport Engineering, Aviation Technologies*. Vilnius: Technika. ISSN 2029-2341. T. 2, nr. 6: 94–97. (Index Copernicus).

Summary in English

Introduction

Research Problem

Improving equipment performance and increasing productivity are the major tasks for the operation of modern multi-purpose vehicles and transport technology. Non-destructive diagnostic methods and repair works on the used mechanism according to the actual state rather than considering upkeep play a crucial role.

Experimental research is the method most frequently used for the development of diagnostic methods. However, an experimental way cannot be the only technique for investigating all possible combinations of defects and vehicle operating parameters such as speeds and loads due to high costs and time spent for determining the causes of the defects found. Mathematical modelling of a physical system employing numerical methods has become an effective alternative.

Recent models for vehicle elements include a number of assumptions and simplifications, and therefore making new more precise models with nonlinear elements is a very complicated problem.

The thesis presents mathematical models for transmission elements of vehicles and diagnostic methods characterized by increased sensitivity to identify defects and its growth. The acoustic emission method is employed along with vibration measurement. For processing the obtained data, wavelet transform has been applied.

Relevancy of the Thesis

Complex mathematical models for vehicle elements (rolling bearings, gears) are based on the concentrated parameter and the finite element method and allow accurately describing the contact surfaces of the introduced elements and properly identifying internal forces. On the other hand, the parts of the elements (for example, crown gear) having a marginal impact can be modelled with reference to the concentrated parameters thus saving computation time. Complex models can be used as a powerful diagnostic tool.

Diagnostic methods for rotor systems are provided in international standards and incompletely regulate procedures for testing transmission elements of vehicles.

Working out new methodologies is an urgent task for increasing the safety of vehicles and simultaneously reducing operating costs.

Research Object

The object of research covers transmission elements of vehicles, including roller ball bearings and gear drives (spur and hypoid).

Aim of the Thesis

The thesis is aimed at proposing mathematical models for the defective rolling bearing and cylindrical spur gear. On the basis of the results of numerical modelling, the thesis focuses on working out a methodology for testing transmission elements, which is a sensitive technique for testing transmission elements of vehicles, identifying defects and determining its size.

Goals of the Thesis

For accomplishing the aim of the thesis, the following goals have to be considered:

1. To analyse the scientific literature based on the topic of the thesis.
2. To develop a specified mathematical model for a defective roller ball bearing evaluating the backlash between rolling elements and races, variable stiffness, race waviness and shaft imbalance.
3. To design a mathematical model for a cylindrical gear drive with the defective top-part of the gear evaluating variations in the centre distance of the gears involved in mesh, the backlash between teeth, and time-varying mesh stiffness.
4. To construct a mathematical model for a spur gear and assessment of the deformation and profile of the tooth.
5. To use the developed mathematical models with nonlinear elements, the examination of the dynamical parameters of defective elements, the identification of the most sensitive diagnostic parameters applying wavelet transformation and determination of frequency intervals used for diagnostic performance.
6. To investigate the suitability of vibration measurements and acoustic emission techniques and research on applicability for testing transmission elements of vehicles. The identification of the above introduced methods sensitive to the occurring defects and its increase.

7. To adopt the methodology for testing transmission elements of vehicles with reference to the developed mathematical models for transmission elements and findings of research on mathematical and physical experiments.

Research Methodology

Regarding the specificity of the researched object, dynamic models of objects have been produced. The application of the Lagrange equation of the second order, D'Alembert's principle and the finite element method allow making mathematical models. For solving differential equations, numerical integration methods have been employed. For transferring data, fast Fourier transform and wavelet transform were used.

For mathematical modelling and data procession, *Matlab*, *Maple*, *Fortran*, *Sound and Vibration Assistant*, *WinAE*, *Brue&Kjaer XMS*, *Microsoft Office* software have been applied.

For investigating the dynamics of transmission elements, data acquisition systems have been arranged. Measurements included vibration analyzers NI USB-4431, *Vibrotest 60* and *Sinus Harmonie*, oscilloscope MTX and diagnostic equipment of acoustic emission *Pocket AE* and NI USB-6366.

Scientific Novelty and Significance

The process of thesis development has covered the following new data on the science of transport engineering:

1. Specified defective mathematical models for transmission elements of vehicles have been designed.
2. Diagnostic parameters suitable for determining the condition of the elements under investigation have been established. Frequency intervals most frequently affected by changes in diagnostic parameters under damage have been found.
3. The methodology for diagnostics based on mathematical modelling, acoustic emission method and wavelet transform has been worked out.
4. The acoustic emission method is applied investigating the dynamics of a complex system (hypoid gear) rather than that of separate units.

Practical Value of the Obtained Results

Specified-mathematical models for a rolling bearing and damaged spur gear have been produced. The models assist in the examination of the impact of varying levels of defects on the dynamics of transmission elements. The adopted testing methodology is based on mathematical modelling and the wavelet theory.

The conducted experimental research on a hypoid gear has disclosed that the AE method is more sensitive to defect identification than VS measuring. The monitored increase in defects shows that the sensitivity of both methods is equal, and the application of VS rather than AE points to a smaller number of errors.

Defended Statements

1. The use of mathematical models assists in defining frequency intervals where defects make the most powerful impact on the work of the device. For

- monitoring the occurrence and increase of defects, diagnostic parameters such as Peak, Peak to Peak and RMS are the most appropriate.
2. Investigation into the hypoid gear has demonstrated that the AE rather than VS method is more sensitive to the occurrence of defects in the system.
 3. The results obtained processing data employing the worked out methodology are more sensitive to the occurrence of defects and monitoring an increase rather than the results received processing data with the help of classical methods.

Approval of Findings

4 scientific articles have been published on the topic of the thesis, two of which have been added to the scientific journals included in the ISI Web of Science List (Skrickij and Bogdevičius 2010; Bogdevičius and Skrickij, 2013) and two (Skrickij, 2010) – to the peer-reviewed journals.

The findings of the conducted research provided in the thesis were presented in two international conferences:

- Use of Vibration Control Techniques for Vehicle Transmission Diagnostics. *Transbaltica 2011*. Vilnius, Lithuania;
- Investigation into Dynamic Processes in Damaged Ball Bearings. 8th International Conference *Mechatronic Systems and Materials*. Bialystok, Poland.

Structure of the Thesis

The thesis is made of introduction and four chapters, including the analysis of scientific literature, mathematical modelling of transmission elements of vehicles, experimental research on transmission elements of vehicles and the analysis of mathematical modelling and experimental research. Conclusions, references and appendixes are presented at the end of the thesis.

The total scope 114 pages, excluding annexes. Text is added 71 figures and 13 tables. 80 references have been used for writing the thesis.

Acknowledgements

I would like to express my gratitude to Univ Prof Dr Ing Klaus Augsburg and Prof Dr Valentin Ivanov from the Ilmenau University of Technology for the assistance and technical support they provided during my internship.

1. Review of Mathematical and Physical Analysis Methods of Transmission Elements of Vehicles

With reference to scientific research (Harsha *et al.* 2005), it has been established that for modelling a defective bearing, a gap between bearing races and rolling elements, along with varying stiffness and misbalance, must be assessed. The authors have simulated an outer bearing race as a defective body; however, considering the structures of vehicles, an inner bearing race is pressed on the shaft, whereas the outer one – into the location of the bearing. Therefore, the deformation possibilities of races are strictly limited, and, in this particular case, the backlash between the outer race and the housing can be assessed.

Modelling races with the help of finite elements increases computation time though the introduced situation will not have a huge impact on the results. For simulating contacting surfaces, they can be described applying different functions thus assessing waviness and roughness.

The conducted analysis of mathematical models for spur gears has demonstrated that, in order to make the models for investigating the dynamic parameters of defective gears, nonlinear dynamic systems must be examined. Also, the models of the gears must have the assessed backlashes in the bearings, and between gears. Mesh stiffness is simulated as a stepped function and depends on the number of the pairs of gears teeth involved in the mesh as well as on the place of contact. The last decade has faced defective mathematical models. Researchers do not focus on the cracked top-part of the gear that frequently appears in the gear-box when gears move relatively to each other.

For identifying gear condition, various methods, including the measurement of the vibration signal (VS), oil debris method, sound measurement, acoustic emission (AE) and temperature measurement could be used. VS and AE methods enable to identify variations in the condition and the type of a defect. The VS is a well-known method applied for testing the rotor system and widely described by Taylor and Kirkland (2004), etc. This method has been extensively employed in the diagnostics of the rotor system. AE was originally developed for non-destructive testing of static structures; however, over the years, its application has been extended to health monitoring of rotating machines and bearings (Mba 2003).

The accuracy and speed of identifying the defect depend on the selected data processing method. To register the VS, a piezoelectric accelerometer was applied and primary signal mV was replaced by acceleration. After signal integration, speed and displacement could be studied. An AE sensor is used for measuring mV without transmission to another physical parameter. All data processing methods could be divided into three main domains (Staszewski and Worden 1997): time domain, frequency domain and time-frequency domain.

2. Mathematical Modelling on Transmission Elements of Vehicles

The following assumptions about constructing the mathematical model of the ball bearing (Fig. S1) have been made: the movement of the rolling bearing is performed only in the radial direction; elements are modelled as solids; centrifugal force is taken into account; the force of gravity is considered; the rotary velocity of the shaft is constant; the shaft is acted on by the action of constant force in the horizontal direction; the defect in the outer race is examined; the defect in the inner race is taken into consideration; the backlash between the outer race, the ball and the inner race are taken into account.

The motion equation for the rotor with the inner race of the bearing has the form:

$$m_s \ddot{q}_1 + \sum_{j=1}^{Nb} k_{in,j} \cdot \delta_{in,j}^{\frac{3}{2}} \frac{q_{2+j} \cdot \cos \theta_j - q_1}{\chi_j} + c_{in} \cdot \dot{q}_1 = F + F_d \cdot \cos \varphi; \quad (S1)$$

$$m_s \ddot{q}_2 + \sum_{j=1}^{Nb} k_{in,j} \cdot \delta_{in,j}^{\frac{3}{2}} \frac{q_{2+j} \cdot \sin \theta_j - q_2}{\chi_j} + c_{in} \cdot \dot{q}_2 = -m_s \cdot g + F_d \cdot \sin \varphi; \quad (S2)$$

where m_s is the total mass of the inner race and the shaft, c_{in} denotes damping between the inner race and the ball, φ – the angle of shaft rotation, $k_{in,j}$ and $k_{out,j}$ are load deflection factors.

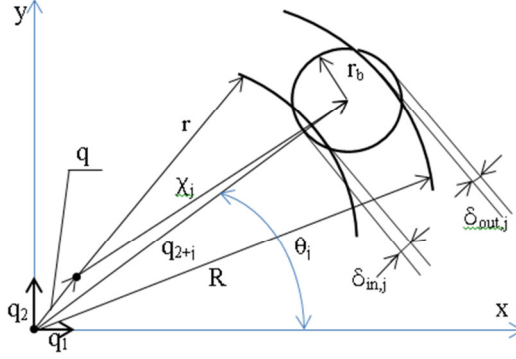


Fig. S1. Dynamic model of a bearing

Gear mathematical model are presented below. When a gear train is loaded, gears are displaced with respect to each other, causing further variation in centre distance. As for the operating mode of the mechanism, bearing flexibility is growing thus causing further changes in centre distance.

The displacements of points 1 and 2 along a straight line, which is a tangent line to the circles of both gears (Fig. S2), are calculated as follows:

$$u_1 = r'_{w1} \cdot \varphi_2 - q_1 \cdot \sin(\psi_1 - \alpha_{w1}) + q_2 \cdot \cos(\psi_1 - \alpha_{w1}); \quad (S3)$$

$$u_2 = r'_{w2} \cdot \varphi_3 - q_3 \cdot \sin(\psi_1 - \alpha_{w1}) + q_4 \cdot \cos(\psi_1 - \alpha_{w1}); \quad (S4)$$

$$\delta = u_2 - u_1. \quad (S5)$$

The force acting on mesh is obtained from the expression:

$$F = -k \cdot \delta' - c \cdot \dot{\delta}; \quad (S6)$$

where c is damping coefficient (Fig. S2), k is mesh stiffness determined by the method offered by Kuang and Yang, δ' is displacement, when backlash are evaluated.

Bearing force is found to be:

$$F_{bi} = -k_b \cdot q_i^{1.5} \left(1 + a_b \cdot (1 - e_n^2) \frac{\dot{q}_i}{\Delta} \right); \quad (S7)$$

where $\dot{\Delta}$ is the rate of penetration, a_b is the coefficient, e_n is the restitution coefficient.

Axial displacements of gears are determined as:

$$m_1 \cdot \ddot{q}_1 = F \cdot \sin(\psi_1 - \alpha_{w1}) + F_{b1}; \quad (S8)$$

$$m_1 \cdot \ddot{q}_2 = -F \cdot \cos(\psi_1 - \alpha_{w1}) + F_{b2} - m_1 \cdot g; \quad (S9)$$

$$m_2 \cdot \ddot{q}_3 = -F \cdot \sin(\psi_1 - \alpha_{w1}) + F_{b3}; \quad (S10)$$

$$m_2 \cdot \ddot{q}_4 = F \cdot \cos(\psi_1 - \alpha_{w1}) + F_{b4} - m_2 \cdot g; \quad (S11)$$

where g is gravity acceleration.

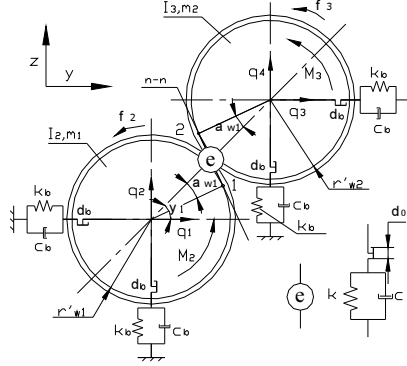


Fig. 2S. Gear meshing

The employment of the above introduced model allows obtaining good results under low frequencies. Research on gear dynamics, under high frequencies, requires a model having more degrees of freedom. For that purpose, the deformation of every tooth is assessed (Fig. S3, a). For working out equations, a vector of the position of point P is used (Fig. 3S, b):

$$\{R_{p,i,n}\} = \{R_c\} + [A(\psi_i)][\{r_{i,n}\} + \{u_{i,n}\}]; \quad (S12)$$

where $\{R_c\}$ – a vector from the beginning of the coordinates to the centre of the gear, $[A(\psi_i)]$ – the rotation matrix of the i -th tooth, ψ_i – the rotation angle of the i -th tooth, vector $\{r_{i,n}\}$ from the centre of the gear to point P, r_i – the crown radius of the gear, n – the number of the finite element, L_n – the length of the finite element, ξ – a dimensionless coordinate (varies from 0 to 1), $\{u_{i,n}\} = [N]\{q_{i,n}\}$ – a displacement vector of point P, $[N]$ – shape matrix, $\{q_{i,n}\}$ – a vector of displacements of the finite element.

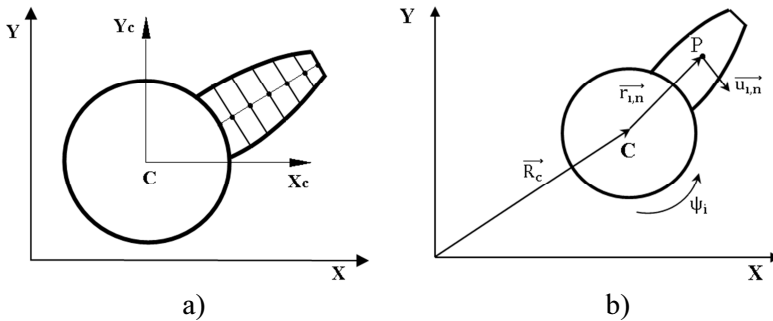


Fig. S3. Scheme for gear tooth: a) tooth divided into finite elements; b) displacement of point P

For deriving equations for motion, D'Alembert's principle is used:

$$\{\delta R p_{i,n}\}^T \left(\int_m \{R \ddot{p}_{i,n}\} dm - \{F\} \right) = 0; \quad (S13)$$

where $\{\delta R p_{i,n}\}$ is variations in vector, $\{R \ddot{p}_{i,n}\}$ the acceleration of point P, $\{F\}$ the internal force vector.

From equation (S13) system mass and internal force matrices are formed. The stiffness matrix of the n-th finite element of the i-th tooth of the gear can be written as:

$$[k_{i,n}] = \int_0^1 \frac{EI(\xi)_{i,n}}{L_{i,n}} \left(\frac{d^2 N_{v,w}}{d\xi^2} \right)^T \frac{d^2 N_{v,w}}{d\xi^2} d\xi + \int_0^1 \frac{EA(\xi)_{i,n}}{L_{i,n}} \left(\frac{dN_u}{d\xi} \right)^T \frac{dN_u}{d\xi} d\xi; \quad (S14)$$

where $A_{i,n}$ – the cross-section area of the n-th element of the i-th tooth.

The damping matrix is formed:

$$[C] = \alpha[K] + \beta[M]; \quad (S15)$$

where $[K]$ – the general matrix of system stiffness, $[M]$ – the general matrix of system masses; coefficients α and β .

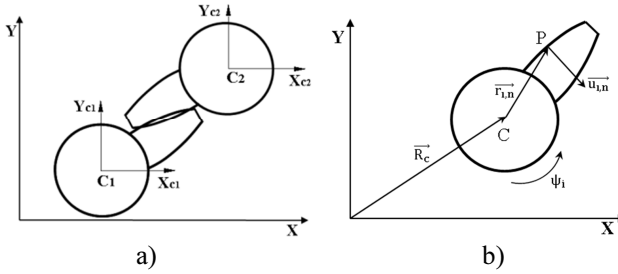


Fig. S4. Gear a) tooth intersection b) displacement of gear teeth profile point P

To solve the contact problem, on the basis of (S12), the profile geometry of gear teeth is created (Fig. 4S, b):

$$\{R p_{i,n}\} = \{R_c\} + [A(\psi_i)] \begin{Bmatrix} r_i + nL_i + \xi L_i \\ \frac{S_{i,n}}{2} \\ 0 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} u_{i,x} \\ u_{i,y} \\ 0 \end{Bmatrix}. \quad (S16)$$

The coordinates of tooth profile are determined (k is a number of determined points). Straight lines are used for interconnecting points thus making the profiles of all teeth and determining whether the teeth of the drive gear and driven pinion have common points of intersection. When found, the area in the place where the gears overlap appears (Fig. S4, a). The covered area falls into segments j thus finding the overlap of the teeth in different contact places δ_i , where $i = j-1$.

Contact stiffness is calculated (Pereira *et al.* 2011):

$$k = \frac{\pi E}{2 \cdot (1-\mu^2)} \left(\frac{2}{3} + \log \left(\frac{4R_1}{b_1} \right) + \log \left(\frac{4R_2}{b_2} \right) \right); \quad (S17)$$

where E – reduced Young's modulus, μ – Poisson's ratio of gears, $b_i, i = 1, 2$, width of the i -th gear.

Due to a small contact area, it is assumed that contact stiffness remains equal in the course of contact, and the force acting contact is determined:

$$Q = \sum_{i=1}^n Q_i = \sum_{i=1}^n k_i \delta_i; \quad (S18)$$

where average contact stiffness equals:

$$k_i = \frac{k}{n};$$

where n – the general number of sections δ_i .

Then, the determination of finite elements, where forces Q are applied, is made. Forces posed onto the nodes of the finite elements of the tooth in directions x and y , as well as moments around axis z are received. Vector $\{Q\}$ of the contact forces of the system is made and inserted into a general system of equations:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} + [C]\{\dot{q}\} + \{F\} = \{Q\}. \quad (S19)$$

To solve the problem, Runge-Kutta 4th order numerical method is used.

The novelty of the model includes a combined mathematical model of the gear, the teeth are simulated using FEM and crown gear has no deformations. This allows reducing computation time. Contact has been described employing the Hertzian theory, tooth profile is defined as a function and roughness can be applied. Contact areas and contact forces are established in every iteration.

3. Experimental Research on Transmission Elements of Vehicles

The third chapter describes three experiments. The first one investigates the dynamics of the defective ball bearing, the second experiment deals with the dynamics of the defective spur gear and the third focuses on the defective hypoid gear.

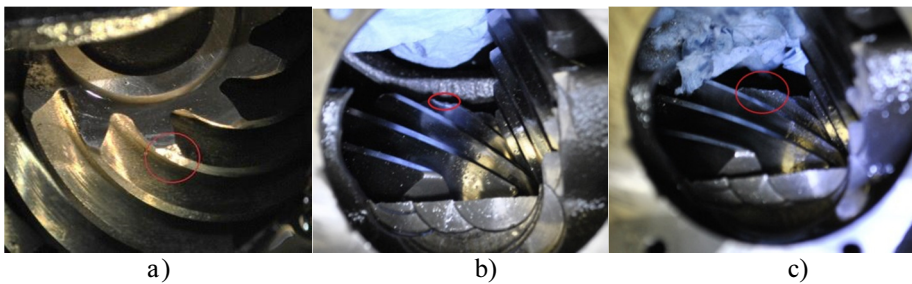


Fig. S5. Defects of the hypoid gear: a) condition 1; b) condition 2; c) condition 3

Research on the dynamical parameters of the rolling bearing has examined two defects: an outer race defect (BPFO) and an inner race defect (BPFI).

The examined cases cover a working gear and the pieces of 1 and 2 mm removed from the tooth of the drive gear.

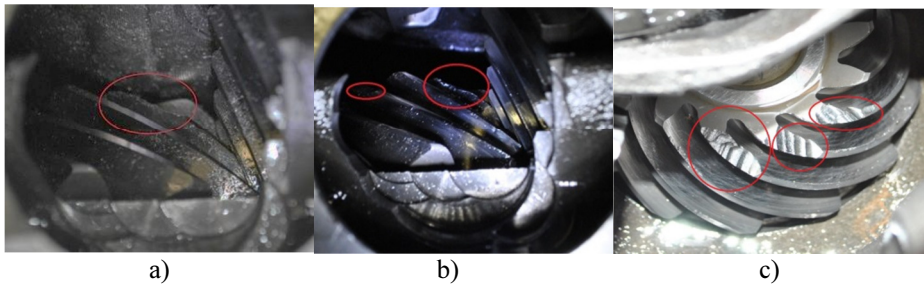


Fig. S6. Defects of the hypoid gear: a) condition 4; b) condition 5; c) condition 6

Researches with hypoid gear were made in Ilmenau University of Technology. An automobile hypoid gear was used in the study. Five different rotational speeds, including 1000, 2000, 3000, 4000 and 5000 RPM, of the driving gear and five torques, including 25, 50, 75, 100 and 125 Nm, of the hypoid gear were selected. The following 7 different conditions of the hypoid gear have been investigated and shown in Figure S5, a defect is absent, condition 0, a defect occurs in one tooth of the gear, condition 1 (Fig. S5, a), a defect of the tooth is increased at certain steps between the obtained conditions 2, 3 and 4 (Fig. S5, b, c and Fig. S6, a), a defect in both teeth, condition 5 (Fig. S6, b) and a defect in three teeth, condition 6 (Fig. S6, c).

4. Analysis of the Results of Mathematical Modelling and Experimental Research

Mathematical modelling results. A 6004 ball bearing has been chosen as an object of research. The signal is divided into 9 frequency intervals from 0 to 50 000 Hz applying the wavelet transform. Under the outer race defect (Fig. S7), diagnostic parameters X1, X2, X3, X6, X7 in frequency intervals 390.6–781.25 Hz (d7), 781.25–1562.5 Hz (d6) and 1562.5–3125 Hz (d5) varied most. The inner race defect may be observed in other frequency intervals than BPFO. Under the inner race defect, the values of parameters X3, X6 under high frequencies d1 (25 000–50 000 Hz, Fig S8) varied most. The summary of the obtained results, in the case of a defect, displays that parameters X1, X2, X3 in the intervals between 780 and 3125 Hz suit best as these parameters introduced in the above mentioned intervals increase in both cases of defects.

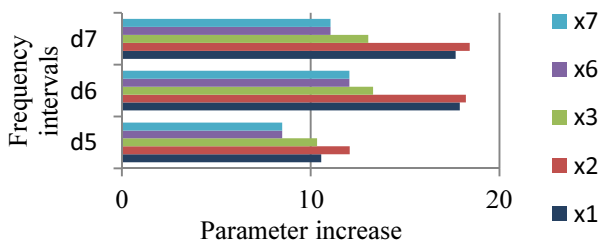


Fig. S7. Increase in diagnostic parameters when bearing has outer race defect

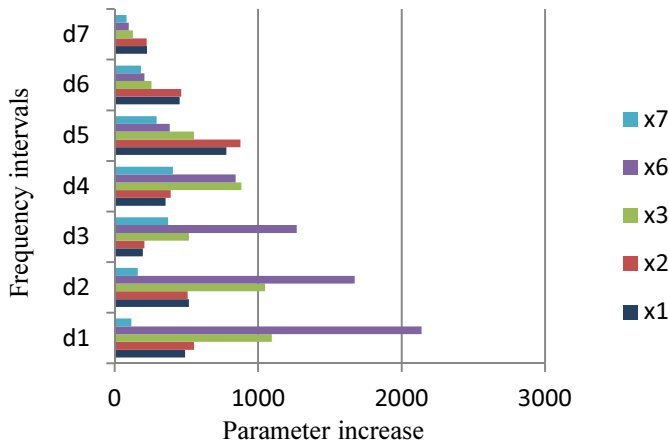


Fig. S8. Increase in diagnostic parameters when bearing has inner race defect

The analysis of the received data shows that the diagnostics of the investigated rolling bearing can be best done within the range of frequency intervals from 780 Hz to 3125 Hz where variations in parameters remain constant under different defects. In the case of testing an ordinary system, the absence of gears allows referring to parameters X1 and X2. If a system more complex, the noise produced by the bearing can be hardly identified, and therefore parameter X3 then could be better applied.

Having generated data to frequency intervals, the values of diagnostic parameters (X1 – Peak, X2 – Peak to Peak, X3 – RMS) are calculated in every interval.

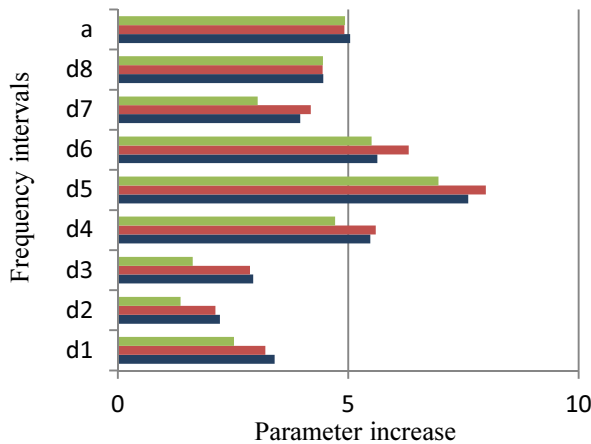


Fig. S9. Defect in the outer race

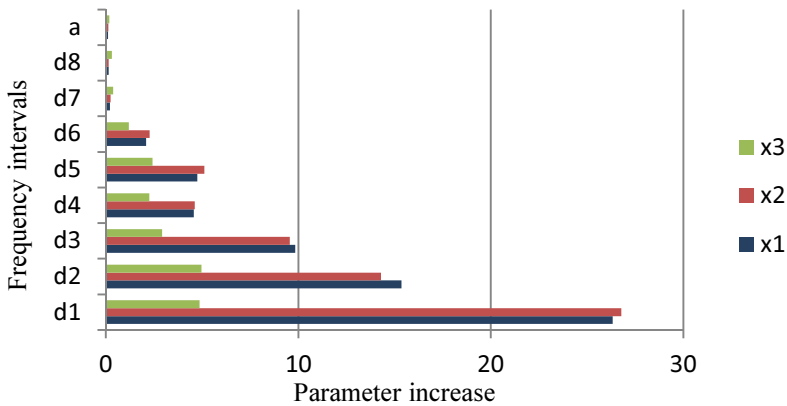


Fig. S10. Defect in the inner race

Experimental results. The data provided in Figure S9 show that, under the defective outer race, frequency intervals d5 and d6 increase largely, whereas the smallest change in the signal is observed in intervals d1, d2 and d3.

Under the defective inner race (Fig. S10), parameters X1 and X2 mostly vary under high frequencies (intervals d1, d2 and d3) while the slightest variations are observed in a, d8 and d7.

Under the defective outer race, X3 parameter varies similarly to other diagnostic parameters while, under the defective inner race and high frequencies, RMS value significantly lacks behind the other diagnostic parameters.

Different defects change the values of diagnostic parameters in different frequency intervals (FI). BPFO is better expressed under medium frequencies, BPFI – under high ones. FI properly records both defects. As regards the examined bearing d6 and d5 (780–3125 Hz), FI obtained conducting the experiment agreed with those received within mathematical modelling.

Mathematical modelling results. A spur gear has been chosen as an object of research. The parameters of gears include: gear ratio – 1; number of teeth in gears $z = 30$; backlash $\delta = 0.1$ mm; gear module $m = 2.5$; gear width $b = 10$ mm.

The thesis examines the cracked top part of the tooth. The detection of such a defect is a complex problem and occurs only when the upper tooth leaves the mesh. This defect has not been carefully investigated by scientists so far. Next, modelling, considering three cases, including a working gear, a decrease in the height of the tooth of the gear in 1 mm and a decrease in the height of the tooth of the gear in 2 mm, is proposed.

The signal is divided into six frequency intervals from 0 to 5000 Hz applying the wavelet transform.

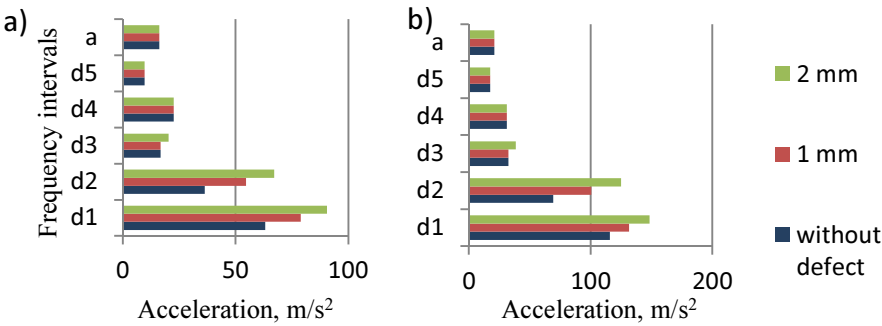


Fig. S11. Results of mathematical modelling, diagnostic parametre: a) X1 (Peak) b) X2 (Peak to Peak)

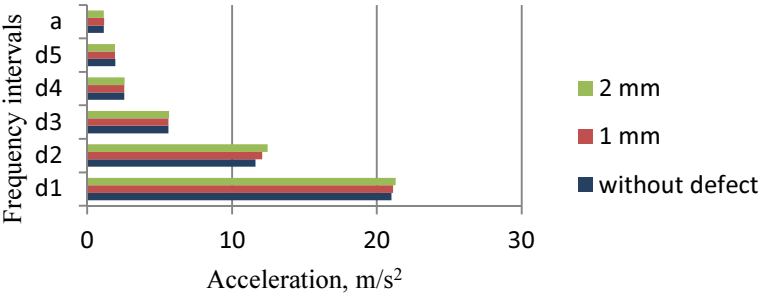


Fig. S12. Results of mathematical modelling, diagnostic parameter X3 (RMS)

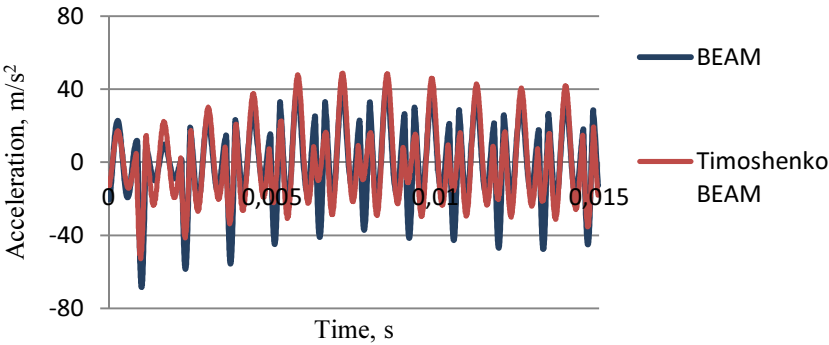


Fig. S13. Gear acceleration signal in the vertical direction: a) tooth modelling using the BEAM element, b) tooth modelling using Timoshenko BEAM element

The values of diagnostic parameters (X1 – Peak, X2 – Peak to Peak, X3 – RMS) are calculated in every frequency interval. The examination of the obtained results suggests that mostly the values of diagnostic parameters vary in frequency intervals d1 (2500–5000 Hz) and d2 (1250–2500 Hz).

The X1 parameter has increased by 1.25 times from 2500 to 5000 Hz (d1) after introducing a defect of 1 mm, 1.43 times after introducing a defect of 2 mm, 1.51 times from 1250 to 2500 Hz (d2) after introducing a defect of 1 mm and 1.85 times after introducing a defect of 2 mm in frequency interval d2.

The X2 parameter has increased by 1.14 times from 2500 to 5000 Hz (d1) after introducing a defect of 1 mm, 1.28 times after introducing a defect of 2 mm, 1.45 times from 1250 to 2500 Hz (d2) after introducing a defect of 1 mm and 1.80 times after introducing a defect of 2 mm in frequency interval d2. The increase of X3 parameter from 1250 to 5000 Hz wasn't significant. The other mathematical model allowed assessing the deformations of the gear tooth and the profile of the tooth. Backlashes between gear teeth are not considered.

Figure S13 provides modelling results. The length of the test is 0.015 s, which is the time when meshing involved 11 pairs of gear teeth. The diagrams clearly indicate 11 thrusts appearing when the number of the teeth involved in the coupling varies from 2 to 4. Figure S13 also shows the results when the tooth is simulated using simple beam elements usually employed when the length and width ratio of the finite element is higher than 5. In the investigated case, the ratio is lower, and therefore the situation may result in measurement error, to identify which, Tymoshenko beam element is applied. Mass, stiffness and damping matrices will change in the mathematical model, the matrices used in the thesis are not provided, more information is available in Gavin (2014). Investigation into the decomposed signal (displayed in Annex D Fig. D10) reveals that vibration processes take place under high frequencies in the intervals between 780 and 50 000 Hz. Having specified the mode applying Tymoshenko beam elements, quantitative variations in dynamic parameters are observed: parameter X1 decreased by 22.95 %, parameter X2 – by 7.99 % and parameter X3 – by 2.08 %. These values are significant for investigation, and therefore shear in finite elements must be assessed for researching the dynamic parameters of the gear drive.

During experimental research drive vibrations at three different conditions have been measured. The received data are processed by decomposing the signal into frequency intervals. VS signal is divided into 6 intervals (0–5000 Hz), AE signal – into 9 (0–50 000 Hz).

On the basis of the results of mathematical modelling, two basic diagnostic parameters X1, X2 that mostly change having introduced a defect have been chosen. Also, X3 is checked. The use of RMS has not been approved. The results and research on mathematical modelling applying the AE method demonstrated it was a fault of a measuring device, and 10 bit resolution was not enough.

Defects are best fixed under high frequencies. Variations in parameter X1 are observed within the intervals of 1250–2500 Hz and 2500–5000 Hz (Fig. S14).

The X1 parameter has increased by 2.15 times from 1250 to 2500 Hz (d2) after introducing a defect of 1 mm, 2.40 times after introducing a defect of 2 mm, 1.53 times

from 2500 to 5000 Hz (d1) after introducing a defect of 1 mm and 1.67 times after introducing a defect of 2 mm in frequency interval d1.

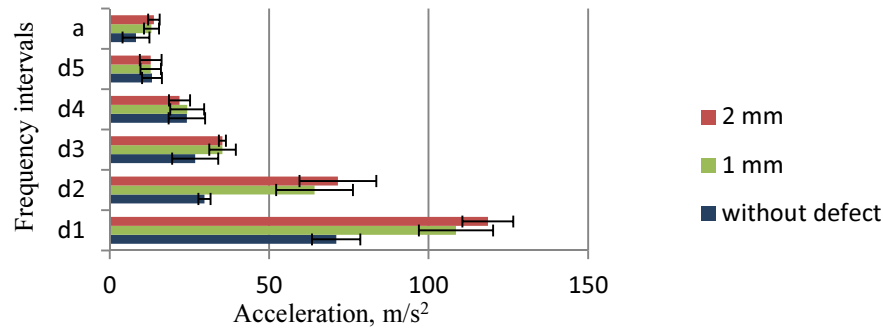


Fig. S14. Results of the experiment on the gear, diagnostic parameter X1 (Peak)

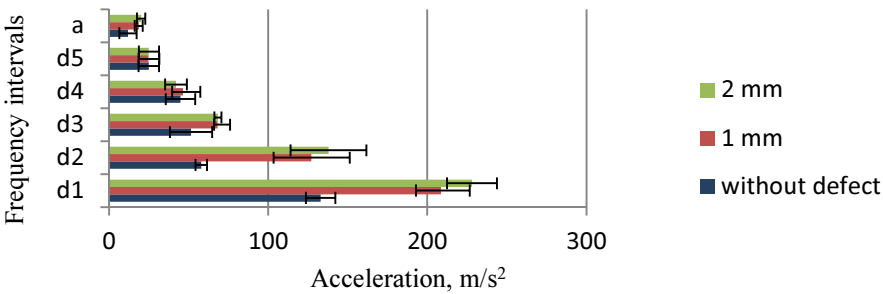


Fig. S15. Results of the experiment on the gear, diagnostic parameter X2 (Peak to Peak)

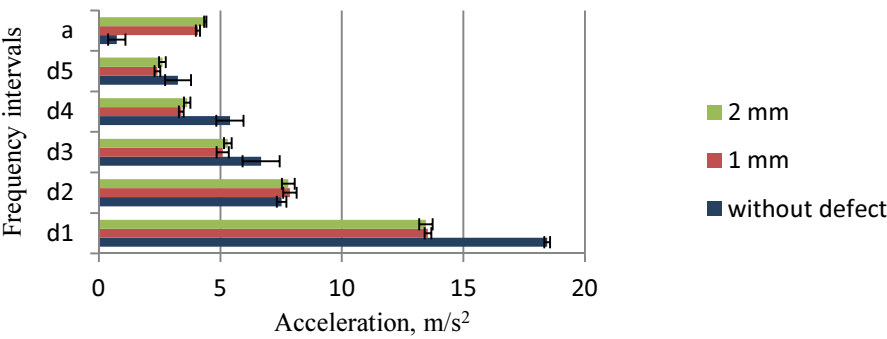


Fig. S16. Results of the experiment on the gear, diagnostic parameter X3 (RMS)

The X2 parameter has increased by 2.19 times from 1250 to 2500 Hz (d2) after introducing a defect of 1 mm, 2.38 times after introducing a defect of 2 mm, 1.56 times from 2500 to 5000 Hz (d1) after introducing a defect of 1 mm and 1.71 times after introducing a defect of 2 mm in frequency interval d1 (Fig. S15).

In parallel with measuring the VS, AS was assessed. For interpreting data in different frequency intervals, the same diagnostic parameters, as in the case of VS, are invoked.

The X1 parameter (Fig. S17) has increased by 1.20 times in 3125–6250 Hz (d4) frequency range, after introducing a defect of 1 mm, by 1.11 times in 1562–3125 Hz (d5) frequency range, by 1.08 times in 781–1562 Hz (d6) frequency range, by 3.88 times in 12 500–25 000 Hz (d2) frequency range, by 2.64 times in 25 000–50 000 Hz (d1) frequency range. After introducing a defect of 2 mm, X1 parameter has increased by 1,36 times in d4 frequency range, by 1.36 times in d5 frequency range, by 1.16 times in d6 frequency range. In d1 and d2 parameter X1 decreased.

The X2 parameter (Fig. S18) has increased by 1.02 times in 6250–12 500 Hz (d3) frequency range, after introducing a defect of 1 mm, by 1.19 times in d4 frequency range, by 1.09 times in d5 frequency range, by 1.11 times in d6 frequency range, by 3.57 times in d2 frequency range, by 2.41 times in d1 frequency range. After introducing a defect of 2 mm, X2 parameter has increased by 1.79 times in d3 frequency range, by 1.30 times in d4 frequency range, by 1.39 times in d5 frequency range, by 1.18 times in d6 frequency range. In d1 and d2 parameter X2 decreased.

The X3 parameter (Fig. S19) has increased by 1.09 times in d4 frequency range, after introducing a defect of 1 mm, by 1.13 times in d5 frequency range, by 1.03 times in d6 frequency range, by 1.18 times in d2 frequency range, by 2.49 times in d1 frequency range. After introducing a defect of 2 mm, X3 parameter has increased by 1.19 times in d5 frequency range, by 1.32 times in d5 frequency range, by 1.15 times in d6 frequency range, by 1.69 times in d1 frequency range, by 1.64 times in d2 frequency range.

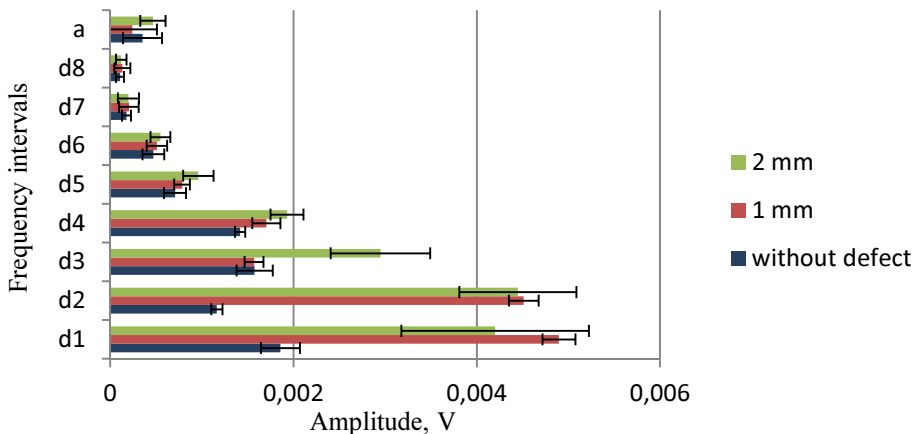


Fig. S17. The acoustic emission signal of the gear, diagnostic parameter X1 (peak)

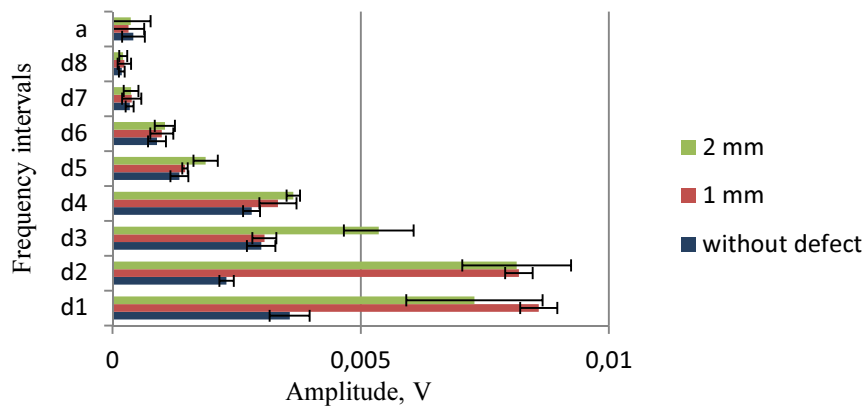


Fig. S18. The acoustic emission signal of the gear, diagnostic parameter X2 (Peak to Peak)

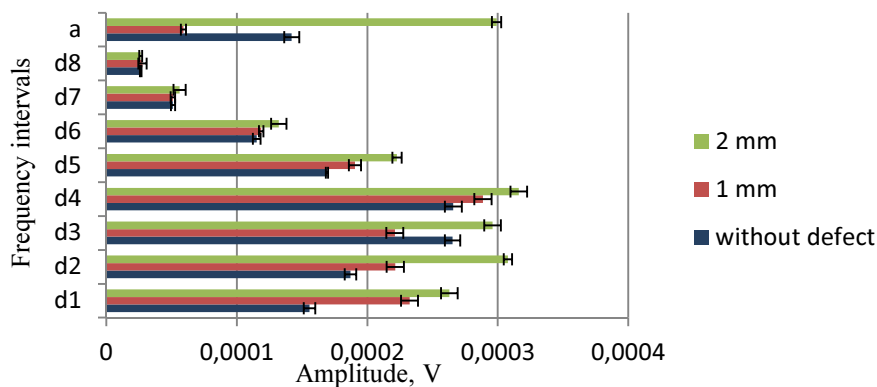


Fig. S19. The acoustic emission signal of the gear, diagnostic parameter X3 (RMS)

The analysis of the obtained results indicates that defects are observed in the same frequency intervals as with the VS. However, RMS parameter, on the contrary to the VS, has increased. The parameter has also risen having processed data, and the same results have been received within mathematical modelling. While measuring the VS, 10 bit equipment resolution was not enough, and therefore data have been distorted. Also, the application of the AE method shows that the highest signal gain can be noticed under high frequencies starting from 12 500 Hz and higher. Nevertheless, confidence intervals of parameters X1 and X2 vary widely in these frequency intervals. The received data do not point to an increase in a defect; however, when the defect occurs, the signal changes considerably, and therefore this parameter can be used for detecting the defect for the increase of which the same parameters at lower frequencies can be employed.

Numerical values of diagnostic parameters determined in the course of mathematical modelling and in the run of natural experiments vary. To reach minimum differences, further investigated transmission measurements are required. Also, backlashes between gears in bearings must be established. However, this is not the focus of this paper. For diagnostic purposes, the amount of input data is minimal. The system is introduced the most common defects, and investigation into the frequency interval where DP changes most is carried out. The proposed model allows assessing the obtained material, and the collected findings only prove that.

During experimental research on the hypoid gear under the application of Xi parameters, the least number of errors was found in the second frequency interval from 6.4 to 12.8 kHz. The number of errors increases considerably in the first and second frequency intervals at a rotational speed of 5000 RPM. When VS and AE methods were used in the frequency interval from 6.4 to 12.8 kHz, the least number of errors was identified using RMS parameter, the number of errors is equal to 3. When investigating the AE signal, the best results are obtained under deviation, RMS and SRV, and each time 5 errors are found. As regards further investigation, the RMS parameter is normalized, and the selected normalization factor is RMS at 1000 RPM and 25 Nm. The obtained parameter is marked NRMS, and the values of this parameter are shown in Fig. S20 when the used frequency interval ranges from 6.4 to 12.8 kHz.

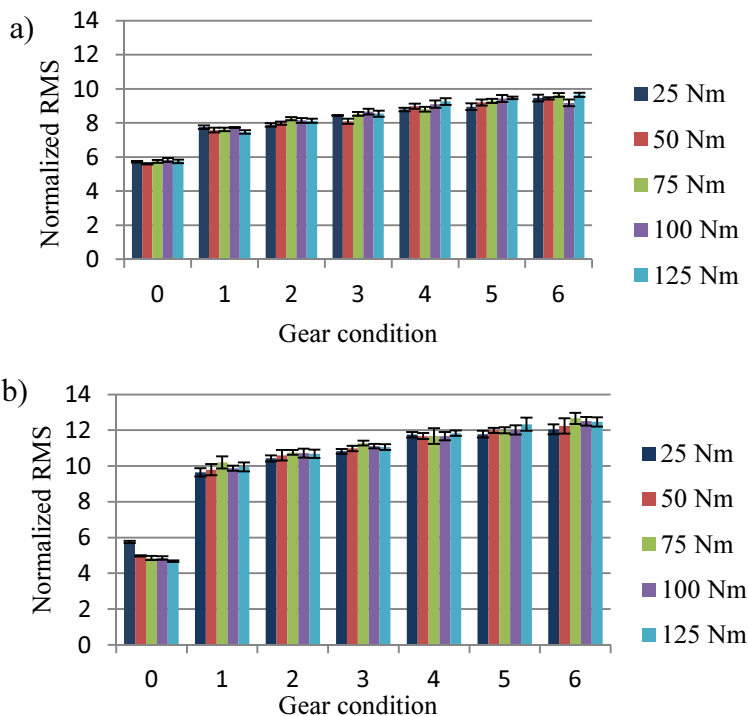


Fig. S20. Normalized RMS parameter, revolutions 3000 RPM a) vibration signal, b) acoustic emission

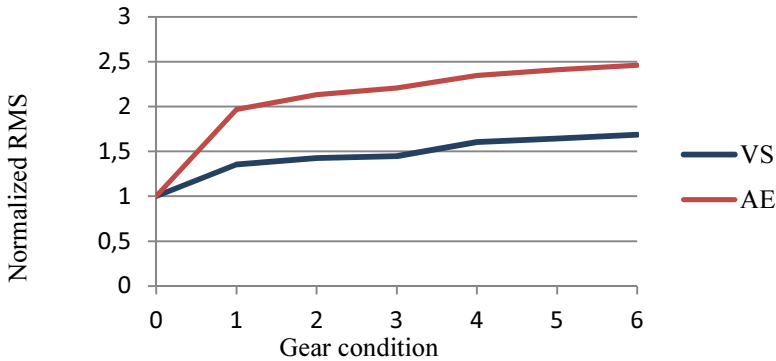


Fig. S21. Comparison of method sensitivity

When the AE method was used at 3000 RPM (Fig. S20), all defects were detected correctly, and in case of the VS, one error was found (VS 100 Nm, 3000 RPM, 6 condition). An increase in NRMS parameter remains stable at all rotational speeds. The parameter increases more in the case of the AE method rather than in the case of the VS method. An extremely significant increase in the parameter is observed when the first defect is introduced (condition 1). To find out which of the methods is more sensitive to detecting defects, examining Figure S21 is enough. The value of the measured signal, under condition equivalent to 0, is equal to 1 in both AE and VS cases. Figure S21 also indicates that, under the appearance of a defect (condition 1), the AE signal increases up to 1.97 and VS up to 1.35, which indicates that the AE method is more sensitive. However, an increasing failure causes uniform changes in the curves and difference remains constant, which means the sensitivity of both methods is the same.

General Conclusions

1. Testing methodology for transmission elements of vehicles (rolling bearings and gear drives) has been developed. The methodology is based on the mathematical models of the produced transmission elements, measurements of acoustic emission and the vibration signal as well as on data processing using wavelet transform.
2. The mathematical model of the roller ball bearing has been created. The model includes the evaluated backlashes between rolling elements and bearing races, varying stiffness, the waviness of races and shaft imbalance. With the help of the designed model, the dynamics of the bearing having defective inner and outer races has been investigated. The application of the model involved the selected diagnostic parameters (X1 – Peak, X2 – Peak to Peak, X3 – RMS) most sensitive to the occurrence of the defect. Frequency intervals where the most significant increase in the values of diagnostic parameters can be seen have been identified. For investigating the dynamic parameters of defective inspected bearing, frequency intervals from 780 Hz to 3125 Hz have been applied. The results of mathematical modelling matched with those of

experimental research. The suggested model of the defective rolling bearing is appropriate for defining the condition of the real bearing.

3. The mathematical model of the spur gear has been developed. The model contains the evaluated backlashes between teeth, time-varying stiffness, variations in the centre distance under the working gear and shaft imbalance. The employment of the presented model assisted in analysing the dynamics of the gear with the cracked top-part of the tooth. For employing the above introduced model, diagnostic parameters ($X1$ – Peak, $X2$ – Peak to Peak) are most sensitive to the occurrence and expansion of the defect. Frequency intervals where the most significant increase in the values of diagnostic parameters can be seen have been identified. For examining the dynamic parameters of inspected defective gears, frequency intervals from 1250 Hz to 5000 Hz have been applied. The measurement of the vibration signal and created diagnostic methodology demonstrate that the most sensitive interval is the one between 1250 and 2500 Hz, and an increase in parameter $X1$ in this particular interval was by 65 % larger than that in the same parameter not referring to the adopted methodology. As regards parameter $X2$, an increase in this particular interval made 50 % and was larger than that in the same parameter without the application of the worked out methodology. The AE method helps with receiving good results (no errors in detecting defects are observed) within frequency intervals from 780 to 6250 Hz.
4. The specified mathematical model for a spur gear has been produced evaluating tooth deformation. Every tooth of the model can be separately described posing tooth roughness. For modelling a tooth, FEM needs applying to Tymoshenko elements instead of simple beam elements, i.e. due to the geometry of elements (ratio of length to width), the impact of transverse forces must be assessed.
5. Experimental investigation into the dynamics of the hypoid gear has suggested frequency intervals, and for testing purposes, diagnostic parameter NRMS has been chosen. The appropriateness of vibration measurement and acoustic emission methods and the application of transmission elements of vehicles for testing purposes have been examined. The acoustic emission method has been found to be more sensitive to detecting defects. An increase in the defect in the hypoid gear shows the same results in the VS and AE.

Priedai

A priedas. Diagnostikoje naudojami tarptautiniai ISO standartai

B priedas. Riedėjimo guolių diagnostinių parametrų reikšmės

C priedas. Patikslintas tiesiakrumplės pavaros matematinis modelis

D priedas. Duomenys išskaidyti į dažnio intervalus

E priedas. Bendraautorių sutikimai teikti publikacijų medžiagą disertacijoje

F priedas. Autoriaus mokslinių publikacijų disertacijos tema kopijos

Viktor SKRICKIJ

TRANSPORTO MAŠINŲ TRANSMISIJOS ELEMENTŲ DINAMINIŲ
PROCESŲ TYRIMAS

Daktaro disertacija

Technologijos mokslai,
transporto inžinerija (03T)

INVESTIGATION INTO THE DYNAMIC PROCESSES OF
TRANSMISSION ELEMENTS OF VEHICLES

Doctoral Dissertation

Technological Sciences,
Transport Engineering (03T)

2014 11 14. 11,5 sp. l. Tiražas 20 egz.
Vilniaus Gedimino technikos universiteto
Leidykla „Technika“,
Saulėtekio al. 11, 20223 Vilnius,
<http://leidykla.vgtu.lt>
Spausdino UAB „Ciklonas“
J. Jasinskio g. 15, 01111 Vilnius